

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

В.Я. Рыжкин

ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ

Для студентов вузов



В. Я. Рыжкин

ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ

Под редакцией В. Я. Гиршфельда

ИЗДАНИЕ ТРЕТЬЕ, ПЕРЕРАБОТАННОЕ
И ДОПОЛНЕННОЕ

Допущено Министерством высшего и среднего
специального образования СССР в качестве
учебника для студентов вузов, обучающихся
по специальности «Тепловые электрические
станции»



МОСКВА
ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ
1987

ПРЕДИСЛОВИЕ К ТРЕТЬЕМУ ИЗДАНИЮ

Доктор техн. наук, профессор В. Я. Рыжкин проработал в МЭИ более 50 лет. В течение ряда лет он руководил кафедрой «Тепловые электрические станции» МЭИ.

Предыдущие издания учебника были переведены на иностранные языки и изданы в Чехословакии, Румынии, Индии, 2 раза в Китае.

Издание учебника 1976 г. было представлено на первой Международной книжной выставке в Москве, а автор В. Я. Рыжкин был награжден медалью ВДНХ. В 1979 г. это издание было выпущено в двух книгах на испанском языке.

В течение ряда лет профессор В. Я. Рыжкин активно вел научно-общественную работу в Научном совете по комплексным проблемам энергетики при Президиуме АН СССР, возглавляя подсекцию тепловых электростанций, а позже был заместителем Председателя секции теплоэнергетики Научного совета АН СССР.

Первое и второе издания учебника В. Я. Рыжкина «Тепловые электрические станции» вышли соответственно в 1967 и 1976 гг. По этому учебнику (а ранее по двум изданиям учебника того же названия Л. И. Керцелли и В. Я. Рыжкина) учились поколения теплоэнергетиков, создавших современные тепловые электрические станции. Книгой пользовались не только студенты, но и инженеры и техники, работающие в проектных, исследовательских, наладочных организациях, многочисленный персонал тепловых электрических станций и районных энергетических управлений.

Учебник обладал методической стройностью и охватывал теорию и расчет тепловых схем, выбор основного оборудования и вспомогательного хозяйства, компоновки главного корпуса.

Каждое новое издание В. Я. Рыжкин тщательно перерабатывал, стремясь внести новые материалы в соответствии с изменениями, происшедшими в теплоэнергетике.

В. Я. Рыжкин много и плодотворно работал над 3-м изданием учебника, однако не успел его завершить.

Коллеги и ученики В. Я. Рыжкина по поручению издательства взяли на себя труд по доработке и завершению 3-го издания учебника, используя материал, подготовленный В. Я. Рыжкиным. Учебник несколько сокращен в объеме, но в то же время внесены некоторые изменения, отражающие новые технические решения. Обновлены примеры расчетов тепловых схем. Таким образом, третье издание учебника является переработанным и дополненным.

В написании учебника участвовали следующие авторы: В. Я. Рыжкин — гл. 1—4, 12, 13, 18, § 11.1, § 19.3, а также гл. 9, 14, § 1.1, 11.2, 11.5 (совместно с С. В. Цаневым), гл. 5, 6 — совместно с И. Н. Тамбиевой; В. Я. Гиршфельд — гл. 7, 8, 10, § 11.4, 12.1, 19.1, 19.2, 19.4; С. В. Цанев — гл. 15, 20, § 2.4, 3.6, 9.3, 11.3, 11.6, 13.2 (с участием Л. С. Коротковой); Е. И. Гаврилов — гл. 16; Л. А. Рихтер — гл. 17; И. Н. Тамбиева — § 5.7, 5.9, 11.7; Б. В. Рыжкин — § 19.5.

Авторы выражают благодарность рецензенту — коллективу кафедры теплоэнергетических установок электростанций ВЭПИ, а также редактору — В. Г. Фейману за ценные рекомендации и тщательное редактирование книги.

Отзывы и замечания по книге просьба посылать по адресу: 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., д. 10. Энергоатомиздат.

Авторы

ИЗ ПРЕДИСЛОВИЯ КО ВТОРОМУ ИЗДАНИЮ

В энергетике и технике тепловых электростанций произошли значительные изменения со времени выхода в свет в 1967 г. предыдущего издания данной книги.

Единичная мощность агрегатов и энергоблоков в СССР возросла существенно, основными становятся энергоблоки 500 и 800 МВт вместо 200 и 300 МВт.

Мощность отдельных электростанций возросла с 1—2 до 4—6 тыс. МВт. На мощных конденсационных электростанциях и наиболее крупных отопительных ТЭЦ устанавливаются, как правило, моноблоки вместо ранее применявшихся дубль-блоков. Шире используют мазут и газ в качестве топлива ТЭС.

Новые технические решения применяют в тепловых схемах ТЭС, включая в них подогреватели смешивающего (контактного) типа, охладители пара регенеративных отборов, приводные турбины питательных насосов, турбовоздуховки паровых котлов под наддувом, предварительный подогрев воздуха.

Увеличивается вспомогательное оборудование мощных агрегатов, сокращается число параллельных линий главных трубопроводов. Появились новые типы компоновок главного корпуса конденсационных электростанций и теплоэлектроцентралей. Резко повысились требования к охране воздушного и водного бассейнов.

Новые решения появились в техническом водоснабжении, топливном и зольном хозяйствах электростанций.

Возросло значение переменных режимов работы энергоблоков и электростанций, совершенствуются методы пуска и остановки агрегатов и энергоблоков.

Вместе с тем продолжалась разработка теории тепловых электростанций, совершенствовалась методика преподавания соответствующего курса.

Все указанное потребовало значительной переработки книги, она фактически написана заново. В новом издании применена Международная система единиц физических величин (СИ), что потребовало, в частности, изменения обозначений ряда величин по сравнению с предыдущим изданием.

Книга предназначена в качестве учебника по курсу «Тепловые электрические станции» для теплоэнергетических специальностей энергетических и политехнических институтов. Она может быть использована также для изучения ряда вопросов некоторых специальных дисциплин.

В составлении учебника, кроме автора, в течение многих лет читавшего курс «Тепловые электрические станции» в Московском энергетическом институте, приняли участие преподаватели МЭИ: С. В. Цанев (гл. 13, § 14.2 и 16.2); И. Н. Тамбиева (§ 12.6 и 14.1); главные специалисты Теплоэлектропроекта: А. А. Фрейдберг (гл. 18), В. В. Игнатов и И. Л. Файгенбойм (гл. 19), а также С. М. Шухер (гл. 20 и 21), Б. Б. Рыжкин (§ 23.4) и Л. С. Горностаев (§ 24.4). Остальные главы (1—12, 15—17, 22—25, за исключением указанных выше параграфов) написаны В. Я. Рыжковым (§ 6.1 при участии И. Н. Тамбиевой, § 25.3 — С. В. Цанева).

Автор приносит благодарность рецензенту — коллективу кафедры Тепловых электрических станций Уральского политехнического института (доценту Д. С. Жевахову и др.) за ценные рекомендации, сотрудникам МЭИ С. В. Цаневу, И. Н. Тамбиевой и Л. С. Коротковой за помощь в оформлении рукописи книги.

Особую благодарность автор выражает научному редактору С. М. Шухеру за высококвалифицированное редактирование книги.

Автор

ЭНЕРГЕТИКА И ТИПЫ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

1.1. Энергетические ресурсы, виды электростанций, потребление энергии

Необходимость электрической энергии для современного производства и быта человека общезвестна. Электрическую энергию производят на *электрических станциях*, используя различные виды природной энергии.

Промышленное значение имеет тепловая химически связанная энергия органического топлива, гидравлическая энергия рек, энергия деления атома ядра (ядерного топлива). Основными являются *тепловые электрические станции* на органическом топливе (ТЭС), производящие около 75 % электроэнергии в мире и около 80 % электроэнергии в Советском Союзе.

На тепловых электростанциях используют топливо твердое (уголь, торф, сланцы, лигнит), жидкое (мазут), газообразное (преимущественно природный газ).

Тепловые электрические станции получили быстрое развитие, начиная с 20-х годов нашего века.

В нашей стране энергетика получила широкое развитие после Великой Октябрьской социалистической революции. В 1920 г. на VIII съезде Советов был принят Государственный план электрификации России (план ГОЭЛРО), разработанный по указанию В. И. Ленина комиссией под руководством Г. М. Кржижановского. План ГОЭЛРО явился по существу не только планом электрификации страны, но и планом восстановления и развития народного хозяйства страны на 10—15 лет. В. И. Ленин назвал план ГОЭЛРО второй программой партии, указав, что коммунизм — это есть советская власть плюс электрификация всей страны. Ряд положений этого научно обоснованного плана продолжает действовать и в настоящее время. Энергетика становилась и в настоящее время должна являться ведущей и опережающей отраслью народного хозяйства страны.

В течение ряда лет СССР занимает второе место в мире по мощности электростанций и выработке электроэнергии.

Огромные успехи, достигнутые отечественной энергетикой за последние 60 лет, обуславливаются несомненными преимуществами социалистического планового хозяйства.

В Советском Союзе в соответствии с планом ГОЭЛРО и первыми пятилетними планами энергетика развивалась в западной (европейской) части страны. На ТЭС использовалось местное низкосортное топливо (подмосковный бурый и челябинский угли, антрацитовый штыб АШ, торф). В дальнейшем с развертыванием геолого-разведочных работ и большими успехами отечественной нефти и газодобывающей промышленности на ТЭС относительно широко применяли мазут и природный газ. В настоящее время происходит перестройка топливно-энергетического баланса во всем мире и в нашей стране. Она обусловлена все возрастающей потребностью в жидком и газообразном топливе промышленности, транспорта и быта. Вследствие этого ограничивается потребление жидкого топлива на ТЭС. Основными видами органического топлива на ТЭС становятся твердое топливо (уголь) и газообразное топливо (природный газ).

В Советском Союзе и ряде развитых стран развернуто широкое строительство атомных электростанций.

Мировые энергетические ресурсы органического топлива по данным мировой энергетической конференции (МИРЭК-ХII) приведены в табл. 1.1.

Топливо-энергетический баланс мира на 1978 г. и прогноз его на 2000 и 2020 годы, включая ядерную и гидравлическую энергию (по данным МИРЭК-ХII), характеризуются табл. 1.2.

Предполагают, что мировой прирост годовой добычи энергоресурсов в 2000 г. к уровню 1980 г. составит 5000—6000 млн. т условного топлива и производство энергоресурсов будет возрастать примерно на 2,5 % в год. По данным МИРЭК-ХII, извлекаемые запасы этих ресурсов обеспечат современный уровень добычи угля на 240 лет, нефти на 30 лет,

Таблица 1.1

Виды органического топлива	Извлекаемые запасы	Дополнительные ресурсы	Всего
Мировые энергетические ресурсы, млрд. т условного топлива			
Нефть	136,5	301,5	438
Конденсат	9	17	26
Природный газ	108	222	330
Нефть сланцевая	66	420	486
Нефть битуминозных песков	58	109	167
Уголь	720	10 500	11 220
Итого	1097,5	11569,5	12 667
То же с округлением	1100	11 600	12 700

Структура мировых энергетических ресурсов, %

Нефть	12,4	2,6	3,5
Конденсат	0,9	0,2	0,2
Природный газ	9,8	1,9	2,6
Нефть сланцевая	6,0	3,6	3,8
Нефть битуминозных песков	5,3	0,9	1,3
Уголь	65,6	90,8	88,6
Итого	100	100	100

природного газа на 50 лет. Следует также иметь в виду, что если разведанные извлекаемые запасы энергоресурсов оцениваются в 1,1 трлн. т условного топлива, то суммарные запасы топливно-энергетических ресурсов мира составляют почти 13 трлн. т.

В европейской части СССР уголь добывают шахтным способом, трудоемким и дорогим.

Топливо-энергетические комплексы, создаваемые на базе месторождений центральной Сибири (канско-ачинских бурых углей), в Казахстане (экибастузских каменных углей), в освоенном ранее Кузнецком бассейне (каменных углей достаточно высокого качества, отходы обогащения которых можно

использовать на ТЭС), являются основой энергетики на органическом топливе в нашей стране в ближайшие десятилетия. Угли этих месторождений добывают открытым способом, они относятся к дешевым углям. Нефте- и газопроводы большого диаметра поставляют в европейскую часть страны, на Урал жидкое и газообразное топливо. Байкало-Амурская железная дорога (БАМ) значительно ускорит перевозку органического топлива к потребителям.

Кузнецкие и экибастузские угли в течение ряда лет сжигаются на электростанциях европейской части Советского Союза и на Урале. На первых электростанциях Канско-Ачинского топливно-энергетического комплекса (КАТЭК) будет сжигаться натуральный уголь.

Ведутся лабораторные и полупромышленные исследования методов энерготехнологической переработки твердых топлив с получением ценных газообразных и жидких продуктов (в частности, жидкого дистиллята).

Большое развитие во всем мире получают *атомные электростанции* (АЭС). Развитие мощностей АЭС до 2000 г., по данным МИРЭК-ХII, приведено в табл. 1.3. На 1985 г. в мире успешно работало около 280 АЭС, выработавших более 14 % всей электроэнергии, еще 230 АЭС находились на стадии строительства.

Большое значение имеют *гидравлические электростанции* (ГЭС), использующие энергию падения водных потоков и вырабатывающие до 15—20 % всей электроэнергии в мире. Преобразование энергии на ГЭС по сравнению с ТЭС имеет то преимущество, что вода — материальный носитель энергии (косвенно — солнечной энергии, стимулирующей движение водных масс в глобальном аспекте на земле) — не расходуется подобно органическому

Таблица 1.2

Энергоресурсы	Производство энергоресурсов					
	1978 г.		2000 г.		2020 г.	
	млн. т условного топлива	%	млн. т условного топлива	%	млн. т условного топлива	%
Уголь	2784	29,8	5000—4300	28—27	8300—6500	29,6—29,5
Нефть	4557	48,8	5900—4800	33—30	6200—4600	22—21
Газ природный	1735	18,6	3300—2700	18—17	4900—3700	17,5—16,8
Ядерная энергия*	257	2,8	1500—1200	8—7,5	3500—2500	13—11,4
Гидроэнергия*			1100—900	6—5,5	2000—1500	7,1—6,8
Новые источники энергии	—	—	500—400	3—2,5	1500—1200	5—5,5
Другие источники	—	—	700—1700	4—10,5	1600—2000	5,8—9
Общее производство энергоресурсов	9333	100,0	18 000—16 000	100,0	28 000—22 000	100,0

* Ядерная энергия и гидроэнергия исчислены в условном топливе по физическому эквиваленту; при пересчете по заменяемому топливу доля этих источников в 1978 г. повышается до 8,5 %.

Таблица 1.3

Регион	Установленная мощность АЭС, ГВт		
	1980 г.	1985 г.	1990 г.
Северная Америка	57(8)	130(15)	150(14)
Европа	45(10)	105(18)	150(20)
Япония	15(8)	25(10)	50(15)
Азия	3(2)	10(4)	20(5)
Южная Америка	0,3(0,3)	3(2)	10(6)
Африка, Ближний Восток	—	2(3)	3(3)

Примечание. В скобках—доля, % установленной мощности АЭС в общем объеме энергетических мощностей.

топливу, а возобновляется. Вместе с тем дальнейшее развитие ГЭС ограничено тем, что в ряде районов мира, в том числе на европейской части территории СССР, водные ресурсы почти полностью использованы.

Гидростанции требуют больших капитальных затрат на создание высоких плотин, но небольших эксплуатационных расходов (малое количество персонала, автоматизация работы). Электроэнергия, вырабатываемая на ГЭС, наиболее дешевая. Советский Союз обладает 11 % мировых гидроэнергетических ресурсов, дает около 10 % гидроэлектроэнергии мира. В СССР 16 крупных ГЭС мощностью 1000 МВт и более (Красноярская, Братская, Саяно-Шушенская, Усть-Илимская и др.), в США — 12 таких ГЭС.

Местное значение могут иметь электростанции, использующие энергию воздушных потоков — *ветровые* электростанции, мощностью по несколько мегаватт; солнечного излучения — *солнечные* электростанции (первая советская СЭС такого типа мощностью 5 МВт находится в Крыму); приливов и отливов океанской воды — *приливные* (ПЭС) электростанции с мощностью по несколько сотен и более мегаватт (Кислогубская ПЭС имеет установленную мощность 0,8 МВт); энергию подземных термальных вод — *геотермальные* электростанции (ГеоТЭС) небольшой мощности. В СССР успешно работает Паужетская ГеоТЭС мощностью 2,5 МВт.

Гидроаккумулирующие электростанции (ГАЭС) потребляют электроэнергию в периоды малых нагрузок (ночью) и производят ее в периоды максимальных нагрузок — в часы пик. ГАЭС Загорская, Кайшадорская и Ленинградская спроектированы на установленную мощность более 1000 МВт каждая.

Ведутся работы по созданию *термоядерных* электростанций на основе термоядерного синтеза.

Электрические станции в отдельных районах нашей страны, как было предначертано еще планом ГОЭЛРО, объединяются линиями электропередачи высокого напряжения

(ВЛ) в районные энергосистемы, эти системы между собой — в объединенные энергосистемы (ОЭС), последние в свою очередь — в единую энергетическую систему страны (ЕЭС СССР). В энергосистемы входят электрические станции, подстанции с повышающими и понижающими трансформаторами, линии электропередачи.

Основной поток электроэнергии передается по воздушным ВЛ. Несмотря на их недостатки, это пока самый экономичный вид транспорта электроэнергии. Если учесть, что пропускная способность ВЛ, связывающих отдельные объединенные энергосистемы, должна быть не менее 15 % полной мощности наименьшей из систем, то станет очевидной грандиозность решаемой в СССР проблемы по объединению энергосистем. Необходимо также перекрывать расстояния: примерно 2400 км от Экибастузских ТЭС и 4000 км от Канско-Ачинских ТЭС до Центра европейской части СССР. Это беспрецедентные в мировой практике технические задачи. Такое решение по сравнению с ТЭС на привозном угле из далеких угольных месторождений дает значительный экономический эффект.

В перспективе разрабатываются принципиально новые способы транспортировки электроэнергии, в том числе газоизолированные ВЛ с использованием сверхпроводящего жидкого гелия, охлажденного до температуры —269 °С, или других газов.

ЕЭС Советского Союза — крупнейшая электроэнергетическая система мира. Она охватывает огромнейшую территорию от Балтийского моря до Читы в Сибири, от севера нашей страны до южных районов — Молдавии, Кавказа, республик Средней Азии. Напряжение тока в ВЛ ЕЭС СССР достигает 750 кВ. Электроэнергия из СССР передается в энергосистему «Мир» стран СЭВ, а также в Финляндию, Монголию, Турцию, Норвегию.

Около 80 % населения Советского Союза проживает в его европейской части, где потребляется примерно такая же доля всей электроэнергии. Между тем энергетические ресурсы в виде углей и гидроэнергии преобладают в восточных районах страны. Поэтому на базе канско-ачинских, экибастузских, кузнецких углей, тюменского попутного газа будет вырабатываться на создаваемых там комплексах ТЭС электроэнергия для передачи в европейскую часть СССР. Электроэнергия от экибастузских ТЭС в центр европейской части СССР будет передаваться по ВЛ постоянного тока напряжением 1500 кВ (± 750 кВ), а также на Урал по ВЛ переменного тока напряжением 1150 кВ.

Объединение электростанций и отдельных

Показатели	Производство электроэнергии в СССР и структура установленной мощности электростанций по годам								
	1913	1930	1940	1950	1960	1970	1980	1985	1990 (план)
Э, 10 ⁹ кВт·ч	2,04	8,37	48,31	91,23	292,3	740,9	1293,99	1540	1840—1890
N, 10 ⁶ кВт	1,14	2,88	11,19	19,61	66,72	166,2	266,7	328	—
В том числе доля мощности, %:									
ТЭС	98,6	95,5	85,7	83,7	77,8	80,1	76,3	70,0	—
ГЭС	1,4	4,5	14,3	16,3	22,2	18,9	19,6	19,7	—
АЭС	—	—	—	—	—	1,0	4,1	10,3	—

энергоблоков в ОЭС и ЕЭС имеет ряд преимуществ. Повышается надежность энергоснабжения и сокращается размер резервной мощности. Уменьшается общий максимум нагрузки по сравнению с суммой максимумов в отдельных энергосистемах вследствие их одновременности. Развитие ЕЭС СССР позволило реализовать определенное снижение установленной мощности вследствие совмещения максимума нагрузок. Наличие ЕЭС СССР увеличивает экономию топлива благодаря более рациональному распределению нагрузки между электростанциями и энергосистемами. Обмен электроэнергией между ОЭС, входящими в Единую энергетическую систему СССР, составляет около 6 % ее общего производства.

Транспорт электроэнергии, однако, связан с дополнительными ее потерями в линиях электропередачи и электрических сетях, достигающими 8—9 % передаваемого количества электроэнергии.

Управление работой ЕЭС СССР и ОЭС централизовано и осуществляется ЦДУ СССР и объединенными диспетчерскими управлениями (ОДУ) ОЭС.

Важным показателем уровня развития народного хозяйства и культуры страны является годовое производство (и потребление) электроэнергии на одного жителя. В СССР этот показатель растет из года в год и к 1985 г. достиг примерно 5500 кВт·ч/чел. (в 1913 г. — всего 13 кВт·ч/чел.). Для сравнения: в Англии эта величина составляла 4898, во Франции — 5221, в ФРГ — 6047, в Японии — 5023, в США — 10 690, в Канаде — 16 244, в среднем в мире — 1884 кВт·ч/чел.

План ГОЭЛРО положил электрификацию страны в основу развития народного хозяйства и построения нового социалистического общества. В результате успешного и досрочного выполнения последующих пятилетних планов энергетика СССР в течение ряда лет занимает второе место в мире после США, превышая суммарное производство электроэнергии в Англии, Франции, ФРГ и Австрии.

В табл. 1.4 приведено производство электроэнергии в СССР по годам и суммарная установленная мощность электростанций.

В СССР преобладает потребление электроэнергии промышленностью, однако наибольший относительный прирост этого показателя наблюдается в сельском хозяйстве и коммунальном хозяйстве городов (табл. 1.5).

Потребление различных видов топлива электростанциями Минэнерго СССР по годам приведено в табл. 1.6.

Таблица 1.5

Отрасль народного хозяйства	Потребление электроэнергии в СССР, % по годам				
	1960	1970	1975	1980	1985
Промышленность	64,6	59,1	56,8	53,2	51,1
Строительство	3,1	2,0	1,8	2,0	1,9
Транспорт	6,0	7,3	7,1	7,9	8,2
Сельское хозяйство	3,4	5,2	7,1	8,6	10,1
Коммунально-бытовые нужды городов	10,4	10,9	11,7	12,0	12,3
Собственный расход электроэнергии и потери в сетях	12,49	14,80	14,44	14,66	14,4
Итого	99,99	99,30	98,94	98,36	98,0
Экспорт	0,01	0,70	1,06	1,64	2,0
Всего	100	100	100	100	100

Таблица 1.6

Вид топлива	Структура потребления топлива электростанциями Минэнерго СССР, % по годам					
	1960	1965	1970	1975	1980	1985
Уголь	70,9	55,1	47,5	44,5	37,3	39,6
Нефтяное жидкое топливо	7,5	12,8	23,5	29,5	35,7	25,9
Природный газ	12,3	25,6	23,8	22,0	24,2	31,5
Сланцы	1,3	1,5	1,8	1,9	1,8	1,5
Торф и другие виды	8,0	5,0	3,4	2,1	1,0	1,5
Всего	100	100	100	100	100	100

На XXVII съезде КПСС в основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1986—1990 годы и на период до 2000 года определены еще более напряженные показатели развития советской энергетики. Необходимо довести в 1990 г. выработку электроэнергии до 1840—1880 млрд. кВт·ч, в том числе на АЭС — до 390 млрд. кВт·ч, существенно сократить использование мазута в качестве топлива на ТЭС, повысить удельный вес природного газа в топливно-энергетических ресурсах до 38 %. В 1990 г. по сравнению с 1985 г. обеспечить в народном хозяйстве экономного органического топлива в количестве 200—230 млн. т условного топлива, в том числе 75—90 млн. т за счет развития атомной энергетики и использования возобновляемых источников энергии. При этом надо иметь в виду, что при проектировании АЭС, выборе типа реактора и месторасположения АЭС решающее значение имеют вопросы безопасности, что четко сформулировано в Решении Политбюро ЦК КПСС по поводу уроков аварии на Чернобыльской АЭС.

Принято решение обеспечить дальнейшее совершенствование структуры энергетических мощностей. В европейской части страны и на Урале — сооружать крупные АЭС, а в восточных районах страны — конденсационные тепловые электростанции мощностью 4—6 тыс. МВт и гидроэлектростанции.

1.2. Виды потребления энергии и графики нагрузок ТЭС

Основным потребителем электроэнергии является промышленность. Значительная часть электроэнергии расходуется на внутреннее и наружное освещение, бытовые нужды, транспорт и сельское хозяйство (табл. 1.5).

Расход электроэнергии на технологические нужды промышленности (в абсолютном исчислении) возрастает в результате стремления заменить потребление на эти цели нефти использованием электроэнергии. Параллельно происходит процесс снижения удельных расходов электроэнергии на технологические процессы за счет рационализации.

Для выбора мощности электростанций решающее значение имеет максимум электрической нагрузки, определяемый наложением максимумов промышленной и осветительной нагрузок. Для средней полосы нашей страны (г. Москва и др.) такое наложение максимумов происходит около 16—17 ч дня в декабре — январе, когда работает еще дневная смена на промышленных предприятиях и включается освещение.

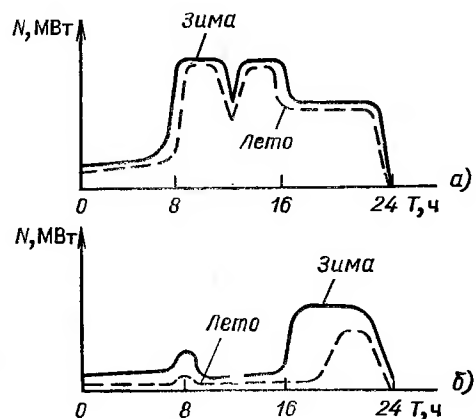


Рис. 1.1. Суточные графики электрической промышленной (а) и осветительно-бытовой (б) нагрузок

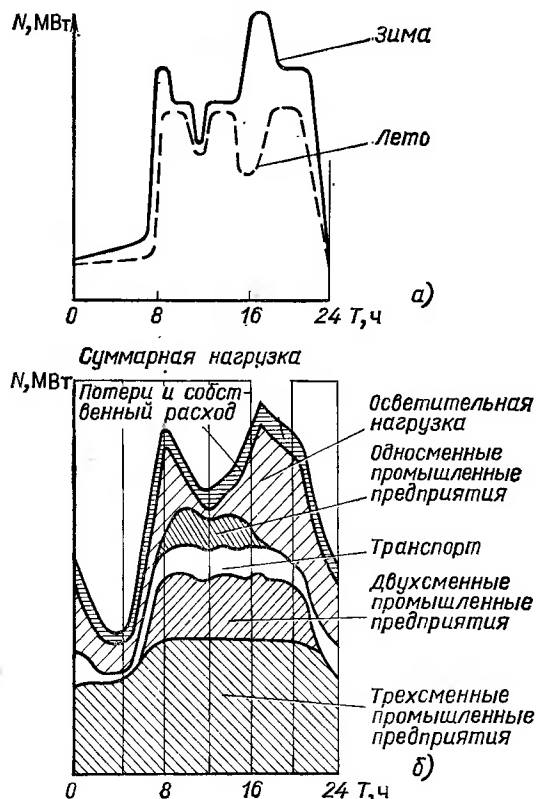


Рис. 1.2. Суточный график суммарной электрической зимней и летней нагрузок (а) и структура суммарной электрической зимней нагрузки (б)

Изменение нагрузки во времени изображают графиком электрической нагрузки. В зимнем суточном графике нагрузки (рис. 1.1) характерны два максимума — утренний (около 8 ч утра) и дневной (абсолютный максимум). В летнем суточном графике нагрузки (а также в весеннем и осеннем) наблюдаются три локальных максимума — утренний и дневной от промышленной и вечерний, более поздний, — от осветительной

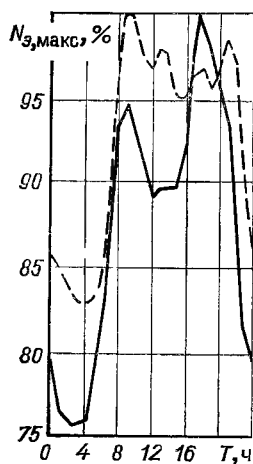


Рис. 1.3. Суточный график электрической нагрузки Единой энергетической системы европейской части СССР:

----- лето; — зима

нагрузки. Площадь под графиком суточной нагрузки определяет суточную выработку электроэнергии, кВт·ч/сут:

$$\mathcal{E}_{\text{сут}} = \int_0^{24} N dT. \quad (1.1)$$

Общая нагрузка электростанций составляется из нагрузок потребителей (табл. 1.5), а также из расходов электроэнергии на собственные нужды электростанций и на покрытие потерь в электрических сетях (рис. 1.2). Суточные графики нагрузки характеризуются дневным провалом (примерно в полдень), обусловленным обеденным перерывом на промышленных предприятиях, а также ночным провалом, т. е. снижением нагрузки в ночные часы, когда работают лишь трехсменные предприятия (рис. 1.3).

Выбор способа снижения мощности электростанций в периоды ночного провала, а также уменьшения нагрузки в выходные дни (рис. 1.4) — одна из серьезных задач эксплуатации станций.

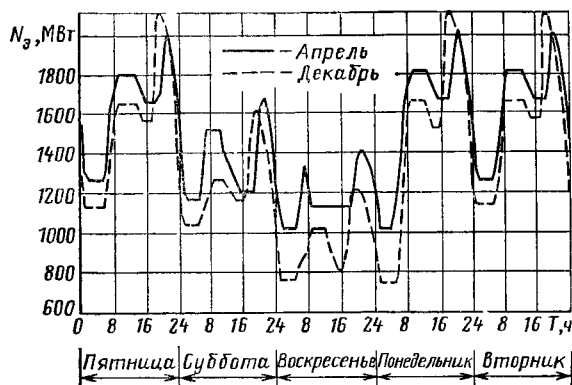


Рис. 1.4. Графики нагрузки электростанции за рабочие и нерабочие сутки:

— весна; ---- зима

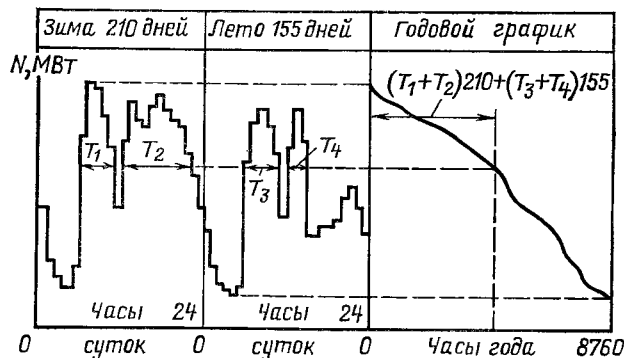


Рис. 1.5. Пример построения годового графика продолжительности электрических нагрузок

Отношение ночной минимальной к дневной максимальной нагрузке называют коэффициентом *неравномерности* суточного графика:

$$f = N_{\text{мин}} / N_{\text{макс}}. \quad (1.2)$$

Характерным для суточного графика является также *коэффициент использования максимальной нагрузки* (коэффициент заполнения суточного графика):

$$g = \mathcal{E}_{\text{сут}} / (N_{\text{макс}} T_{\text{сут}}). \quad (1.3)$$

Значения коэффициента неравномерности графиков нагрузки энергосистем СССР для среднего рабочего дня декабря составляют от 0,6 в европейской части СССР до 0,85 в Сибири, коэффициента заполнения — соответственно от 0,8 до 0,9.

Существен также годовой график продолжительности электрических нагрузок. Он получается суммированием продолжительностей нагрузок (от максимальной до минимальной), нанесенных на график в порядке убывания. Ступенчатый график заменяется плавным (рис. 1.5). Абсцисса каждой точки такого графика определяет суммарную продолжительность нагрузок, равных или выше данной. Площадь под этим графиком нагрузки равна годовой выработке электроэнергии:

$$\mathcal{E}_{\text{год}} = \int_0^{T_{\text{год}}} N dT, \quad (1.4)$$

где $T_{\text{год}} = 8760$ — число часов в году (невисокосном).

Важной характеристикой годового использования мощности электростанций и графика продолжительности нагрузок является годовое число часов использования максимальной мощности:

$$T_{\text{макс}} = \mathcal{E}_{\text{год}} / N_{\text{макс}}. \quad (1.5)$$

По максимальной мощности и выбранному значению $T_{\text{макс}}$ определяют годовую выра-

Таблица 1.7

Годы	Годовое время использования установленной мощности, ч			
	электростанций СССР	электростанций Минэнерго СССР	ТЭС	ГЭС
1950	5015	5994	6446	4537
1955	4955	5903	6238	4700
1960	4737	5377	6013	3855
1965	4734	5288	5803	3780
1970	4735	5136	5423	4146
1975	5013	5257	5741	3354
1980	5000	5220	5650	3590
1985	—	—	—	—

ботку электроэнергии $\mathcal{E}_{\text{год}} = N_{\text{макс}} T_{\text{макс}}$, где $T_{\text{макс}}$ — условная (минимальная) продолжительность работы с максимальной нагрузкой $N_{\text{макс}}$, обеспечивающая данную выработку электроэнергии $\mathcal{E}_{\text{год}}$.

Соответственно коэффициент использования годовой максимальной нагрузки (коэффициент заполнения годового графика продолжительности нагрузок) равен

$$g_{\text{макс}}^{\text{год}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{год}}}{N_{\text{макс}} T_{\text{год}}} = \frac{T_{\text{макс}}}{T_{\text{год}}}. \quad (1.6)$$

Средние значения $T_{\text{макс}}$ для энергосистем 5000—5500 ч/год. Для отдельных электростанций и некоторых видов их оборудования значение $T_{\text{макс}}$ может колебаться в пределах 500—7500 ч/год.

Мощность устанавливаемых в энергосистеме энергоблоков (так называемая установленная мощность $N_{\text{уст}}$) включает резерв мощности и превышает максимальную нагрузку $N_{\text{макс}}$ на эту величину, что учитывается коэффициентом резерва

$$\rho = N_{\text{уст}} / N_{\text{макс}}. \quad (1.7)$$

Соответственно годовое число часов использования установленной мощности

$$T_{\text{уст}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{год}}}{N_{\text{уст}}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{год}}}{\rho N_{\text{макс}}} = \frac{g_{\text{макс}}^{\text{год}}}{\rho} T_{\text{год}} = g_{\text{уст}}^{\text{год}} T_{\text{вод}}, \quad (1.8)$$

где $g_{\text{уст}}^{\text{год}} = g_{\text{макс}}^{\text{год}} / \rho$ — коэффициент использования установленной мощности ТЭС.

Значения $T_{\text{уст}}$ для электростанций Советского Союза приведены в табл. 1.7.

Структура резерва в энергосистемах СССР в процентах максимума нагрузки следующая: ремонтный резерв — 5, аварийный резерв — 7 и народнохозяйственный резерв — 1 %.

Важная особенность ТЭС — возможность использования отработавшей теплоты двигателей (паровых турбин) для нужд промышленности и быта. Соответственно различают два вида тепловой нагрузки: производственную — для технологических процессов про-

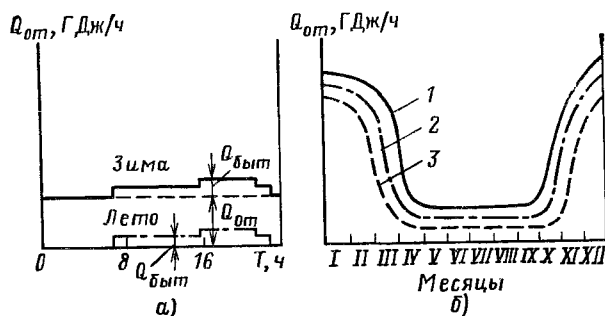


Рис. 1.6. Графики отопительно-вентиляционной и бытовой нагрузок:

а — суточный; б — годовой; 1, 2, 3 — соответственно максимальная, средняя и минимальная нагрузки

мышленных предприятий и отопительную (в широком смысле этого слова) — для отопления зданий, подогрева воздуха, для вентиляции производственных и общественных зданий для бытовых нужд населения. Производственную тепловую нагрузку удовлетворяют обычно паром, отработавшим в турбине, большей частью давлением 1,0—1,5 МПа, отопительную — горячей водой, подогретой до 70—150 °С, паром, отработавшим в турбине, с давлением 0,05—0,5 МПа. В холодное время года воду нагревают в пределах от 120 до 150 °С.

Промышленная тепловая нагрузка характеризуется неравномерностью (в зависимости от числа смен на предприятиях) в течение суток и относительной равномерностью в течение года (со снижением летом во время ремонта оборудования).

Чисто отопительная нагрузка отличается равномерностью в течение суток и большой неравномерностью в течение года: в периоды морозов она достигает максимума, в теплое время года снижается до нуля.

Бытовую тепловую нагрузку удовлетворяют горячей водой температурой 60—70 °С. При построении годового графика продолжительности общей тепловой нагрузки принимают нагрузку горячего водоснабжения в долях максимальной относительной нагрузки, равной 0,25 зимой и 0,20 летом.

Продолжительность отопительного сезона в средней полосе страны равняется 5000 ч/год (рис. 1.6). Годовое время использования максимума отопительной нагрузки составляет около 3000 ч.

1.3. Типы тепловых электростанций

Для привода электрических генераторов на ТЭС СССР применяют, как правило, паровые турбины мощностью до 1200 МВт и (ограниченно) газовые турбины мощностью до 100—150 МВт.

Паротурбинные электростанции, вырабатывающие один вид энергии — электрическую, оснащают турбинами конденсационного типа и называют *конденсационными электростанциями* (КЭС). Эти станции называют сокращенно ГРЭС (государственные районные электрические станции). *Атомные конденсационные электрические станции* называют сокращенно АЭС.

На АЭС устанавливают паровые турбоагрегаты мощностью до 1000 МВт.

На электростанциях, вырабатывающих и отпускающих два вида энергии — электрическую и тепловую, устанавливают паровые турбины с конденсацией и регулируемыми отборами пара, частично — турбины с противодавлением. Такие тепловые электростанции называют *теплоэлектроцентралями*: на органическом топливе — ТЭЦ, на ядерном топливе — АТЭЦ.

На ТЭЦ и АТЭЦ осуществляют комбинированное производство и отпуск двух видов энергии — электрической и тепловой. Централизованное теплоснабжение потребителей с использованием отработавшей теплоты турбин и выработкой электроэнергии на базе теплового потребления называют *теплофикацией*. Турбины соответствующего типа называют *теплофикационными*.

Мощность ТЭЦ составляет свыше 36 % мощности тепловых электростанций страны. Более 60 % электроэнергии на ТЭЦ вырабатывается на базе теплового потребления. Благодаря использованию отработавшей теплоты ТЭЦ обеспечивают большую экономию топлива, расходуемого на производство электроэнергии в стране.

По времени возникновения теплофикации и теплоэлектроцентралей (1924 г.) и масштабам их развития СССР является первой страной в мире.

Современные тепловые электрические станции имеют преимущественно блочную структуру. ТЭС с блочной структурой составляется из отдельных энергоблоков. В состав каждого энергоблока входят основные агрегаты — турбинный и котельный и связанное с ними непосредственно вспомогательное оборудование. Турбина вместе с котлом, питающим ее паром, образует *моноблок* (рис. 1.7, а).

В Советском Союзе первоначально применяли энергоблоки с двумя котлами на одну турбину — дубль-блоки (рис. 1.7, б). В настоящее время в течение ряда лет применяют моноблоки даже для мощных энергоблоков 500 и 800 МВт на твердом топливе. Наиболее мощный энергоблок 1200 МВт на газомазутном топливе выполнен также в виде моноблока. Применение дубль-блоков не оправдало себя экономически и по условиям эксплуатации.

Переход к блочной структуре ТЭС обусловлен в основном применением промежуточного перегрева пара и необходимостью упрощения схемы главных паропроводов и трубопроводов питательной воды, а также требованиями обеспечения четкой системы автоматизации и регулирования основных агрегатов и их вспомогательного оборудования.

Главные трубопроводы энергоблоков не имеют соединения между собой. Общими для энергоблоков ТЭС являются лишь вспомогательные линии, служащие для пусковых операций, подвода добавочной воды и других целей. Выполнение крупнейших энергоустановок ТЭС в виде моноблоков с однокорпусными паровыми котлами свидетельствует о крупном техническом прогрессе отечественного котлостроения.

Все современные КЭС и ТЭЦ с промежуточным перегревом пара, а также АЭС и АТЭЦ — блочного типа, а ТЭЦ без промежу-

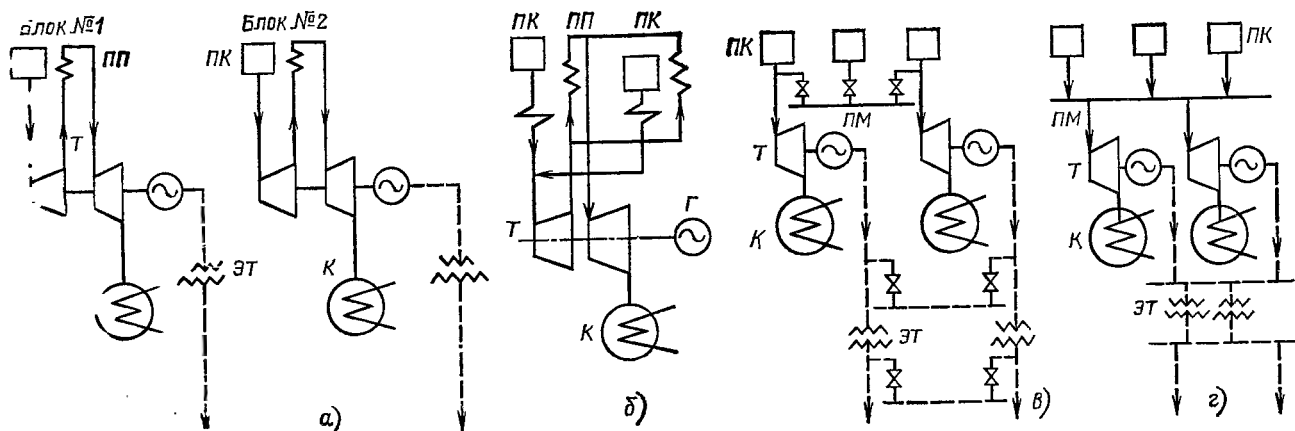


Рис. 1.7. Технологическая структура электростанции:

а — блочная; б — дубль-блок; в — секционная; г — централизованная; ПК — паровой котел; Т — турбина; ПП — промежуточный пароперегреватель; ЭТ — электрический трансформатор; ПМ — паровая магистраль; — — — пар; - - - - электроэнергия

точного перегрева пара выполняют блочными или неблочного типа с объединением главных трубопроводов в общую систему (рис. 1.7, а, з).

Энергоблоки АЭС имеют по два (первоначально даже по три) турбоагрегата на один ядерный реактор; в настоящее время их выполняют преимущественно в виде моноблоков с одним турбоагрегатом на реактор.

На КЭС в СССР установлены моноблоки 150 и 200 МВт с параметрами пара перед турбиной 13 МПа, 540/540 °С; 300, 500 и 800 МВт с параметрами пара 24 МПа, 540/540 °С.

Наиболее мощный в мире одновальный турбоагрегат 1200 МВт с параметрами пара 24 МПа, 540/540 °С установлен в СССР (на Костромской ГРЭС).

Канско-Ачинский топливно-энергетический комплекс (КАТЭК) по плану должен состоять из восьми конденсационных электростанций по 6400 МВт с 8 энергоблоками по 800 МВт на каждой КЭС. В Экибастузский комплекс войдут пять КЭС мощностью по 4000 МВт, с восемью энергоблоками по 500 МВт на каждой КЭС.

На ТЭЦ Советского Союза работают преимущественно турбины мощностью по 100, 135 и 175 МВт на паре с параметрами 13 МПа, 555 °С, без промежуточного перегрева пара, а в наиболее крупных городах — по 250 МВт, на паре со сверхкритическими параметрами и промежуточным перегревом пара с параметрами 24 МПа, 540/540 °С.

На АЭС применяют ядерные реакторы на тепловых нейтронах типов ВВЭР и РБМК на насыщенном водяном паре с начальным давлением 6,0—6,5 МПа. Ведутся работы по освоению реакторов на быстрых нейтронах (БН-600 и др.). По решению XXVII съезда КПСС необходимо ускорить строительство АЭС с такими реакторами.

По использованию мощности и участию в покрытии графика электрической нагрузки можно разделить электростанции на следующие типы:

Тип электростанции	Годовое число часов использования установленной мощности
Базовые	Более 5000
Полупиковые	3000—4000
Пиковые	Менее 1500

К базовым электростанциям относятся в первую очередь АЭС, наиболее современные и мощные КЭС, в значительной мере ТЭЦ, а также ГЭС без регулирования стока воды.

Для покрытия максимума (пика) нагрузки целесообразно использовать газотурбин-

ные установки достаточной единичной мощности. Ведутся работы по созданию воздушных аккумулирующих установок, нагнетающих воздух под давлением примерно до 6 МПа в подземные емкости в ночные часы, а днем, в часы пик, использующих этот воздух для выработки электроэнергии в воздушных или газовых турбинах. Для снятия пиков нагрузки широко применяют гидроэлектростанции (ГЭС) с регулируемым стоком воды. Сооружают гидроаккумулирующие сточные электростанции (ГАЭС), закачивающие воду в верхние водохранилища и использующие ее энергию днем, в часы пиков нагрузки.

В полупиковой области электрической нагрузки могут работать энергоблоки до 300 МВт. Работа АЭС в этой области встречает значительные трудности.

Для работы в полупиковой области нагрузок создают полупиковые энергоблоки, в частности мощностью до 500 МВт с параметрами пара 13 МПа, 510/510 °С. Ведутся работы по использованию КЭС с энергоблоками 500 и 800 МВт в таком режиме. В полупиковой области возможна работа энергоблоков 150 и 200 МВт; в этой и пиковой областях широко используют электростанции с агрегатами меньшей мощности (100 МВт и менее). Для повышения эффективности действующих электростанций конденсационные турбины мощностью 100 МВт и менее, а также 150 и 200 МВт переводят на работу с ухудшенным вакуумом для работы в качестве теплофикационных.

Современное мощное и экономичное оборудование используют первоначально в базовом режиме. С течением времени оно вытесняется из области базовой нагрузки более новым и совершенным оборудованием последовательно в полупиковую и даже пиковую области нагрузок. Наиболее изношенное неэкономичное оборудование подлежит демонтажу.

1.4. Состав теплового хозяйства и технико-экономические требования к ТЭС

Тепловое хозяйство ТЭС, кроме основных агрегатов и их вспомогательного оборудования, включает ряд дополнительных производственных установок и устройств, объединенных с основным оборудованием единым технологическим процессом.

С турбинной установкой связаны системы технического водоснабжения, обеспечивающего подачу охлаждающей воды для конденсации отработавшего пара турбин, устройства для отпуска пара и горячей воды внеш-

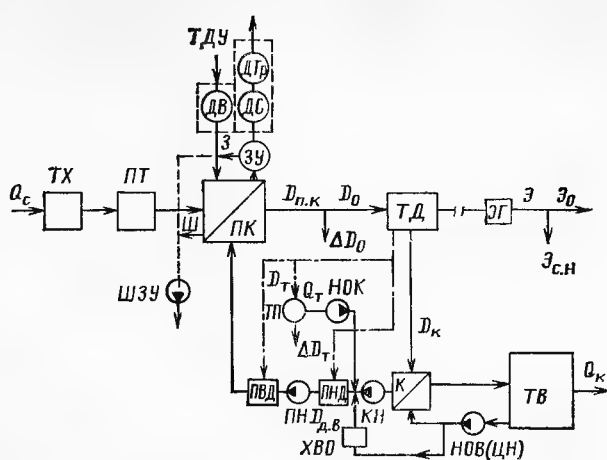


Рис. 1.8. Принципиальная технологическая схема электростанции:

ТХ — топливо; ПТ — подготовка топлива; ПК — паровой котел; ТД — тепловой двигатель (паровая турбина); ЭГ — электрический генератор; ЗУ — золоуловитель; ДС — дымосос; ДТр — дымовая труба; ДВ — дутьевой вентилятор; ТДУ — тягодутьевая установка; ШЗУ — шлакозолоудаление; Ш — шлак; З — зола; К — конденсатор; НОВ (ЦН) — насос охлаждающей воды (циркуляционный насос); ТВ — техническое водоснабжение; ПНД и ПВД — регенеративные подогреватели низкого и высокого давлений; КН — конденсатный и питательный насосы; ТП — тепловой потребитель; НОК — насос обратного конденсата; ХВО — химводоочистка; Q_с — расход теплоты топлива на станцию; D_о — расход пара на турбину; D_{п.к.} — паровая нагрузка парового котла; ΔD_о — потеря пара при транспорте; D_т — расход пара на внешнего потребителя; D_к — пропуск пара в конденсатор турбины; D_{д.в.} — расход добавочной воды; Э — выработка электроэнергии; Э_о — отпуск электроэнергии; Э_{с.н} — собственный расход электроэнергии; Q_т — отпуск теплоты внешнему потребителю; Q_к — потеря теплоты в холодном источнике (с охлаждающей водой)

ним потребителям, системы для подготовки добавочной воды.

Пароводяная система парового котла, турбинная установка с теплообменниками и насосами и соединяющие их трубопроводы образуют *пароводяной тракт* ТЭС.

Устройства для подачи и подготовки топлива, топочная камера и газоходы котла, золоуловители, тягодутьевая установка, воздухоходы и внешние газоходы, дымовые трубы совместно образуют *топливно-газовоздушный тракт* ТЭС (рис. 1.8).

Тепловая электрическая станция, ее оборудование и технологические схемы должны удовлетворять ряду технических и экономических требований.

Надежное и бесперебойное энергоснабжение потребителей в соответствии с графиками нагрузок особенно важно для снабжения электрической энергией, так как производство и потребление ее осуществляются практически почти одновременно. Электроэнергия не запасается и не хранится на складах. Ведутся работы по созданию накопителей электроэнергии. Показатели качества энергии (частота, напряжение электрического тока, давление и температура пара и воды) должны удовлетворять установленным нормам.

Должны безусловно обеспечиваться требования безопасности, нормальных условий труда персонала, а также охраны окружающей среды, включающие требования противопожарной безопасности, а на АЭС, кроме того, и радиационной безопасности, противояварийной и биологической защиты. Помещения ТЭС и АЭС должны иметь хорошее естественное освещение, аэрацию и вентиляцию. Должна обеспечиваться защита воздушного бассейна от загрязнений вредными выбросами путем улавливания твердых частиц, оксидов серы и азота и рассеивания их в верхних слоях атмосферы.

Источник водоснабжения (водный бассейн) защищают от попадания в него загрязненных сточных вод. Сточные воды очищаются и обезвреживаются перед отводом их в бассейны.

Должны осуществляться преимущественно бессточные (безотходные) технологические схемы водоподготовки, золоудаления и т. п.

Экономические требования заключаются в снижении первоначальных затрат (капиталовложений) и эксплуатационных расходов (издержек производства). Такое снижение должно выполняться в результате рационального конструирования оборудования и проектирования ТЭС в целом, индустриализации строительства и монтажа.

Одно из важнейших требований экономичности — снижение затрат на топливо (органическое и ядерное).

Тепловая экономичность ТЭС должна быть возможно высокой, энергетические показатели ТЭС не должны уступать по своим значениям показателям лучших образцов отечественной и зарубежной энергетики.

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ КОНДЕНСАЦИОННОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

2.1. Основной энергетический показатель электростанции

Основным показателем энергетической эффективности электростанции является коэффициент полезного действия (КПД) по отпуску электрической энергии, называемый *абсолютным электрическим коэффициентом полезного действия электростанции*. Он определяется отношением отпущенной (производственной, выработанной) электроэнергии к затраченной энергии (теплоте сожженного топлива).

КПД электростанции по отпуску электроэнергии называется *КПД нетто*:

$$\eta_{\text{н}} = \frac{\mathcal{E} - \mathcal{E}_{\text{с.н}}}{Q_{\text{с}}} = \frac{\mathcal{E}(1 - \mathcal{E}_{\text{с.н}})}{Q_{\text{с}}}, \quad (2.1)$$

где $\mathcal{E}$ — выработка электроэнергии; $\mathcal{E}_{\text{с.н}}$ — расход электроэнергии на собственные нужды ТЭС; $\mathcal{E}_{\text{с.н}} = \mathcal{E}_{\text{с.н}}/\mathcal{E}$ — доля расхода электроэнергии на собственные нужды, равная в зависимости от параметров пара и вида топлива 4–6%; $Q_{\text{с}}$ — теплота, затраченная в топливе. Значения $\mathcal{E}$, $\mathcal{E}_{\text{с.н}}$, $Q_{\text{с}}$ относятся к любому промежутку времени и выражены в одинаковых электрических или тепловых единицах.

Важным расчетным показателем является КПД, определяемый для часового промежутка времени:

$$\eta_{\text{н}} = \frac{3600N_{\text{э}}(1 - \mathcal{E}_{\text{с.н}})}{Q_{\text{с}}}, \quad (2.2)$$

где $N_{\text{э}}$ — электрическая мощность, кВт; $Q_{\text{с}}$ — теплота сожженного топлива, кДж/ч.

При решении реальных задач энергетического хозяйства, при его планировании и в отчетности используют КПД нетто, в общем анализе энергетической эффективности электростанции — *КПД брутто*, которым определяют энергетическую эффективность электростанции в первом приближении:

$$\eta_{\text{с}} = \mathcal{E}/Q_{\text{с}}. \quad (2.3)$$

Для часового промежутка времени КПД брутто

$$\eta_{\text{с}} = 3600N_{\text{э}}/Q_{\text{с}}, \quad (2.4)$$

где $Q_{\text{с}}$ — в кДж/ч.

КПД брутто определяет эффективность процесса выработки электроэнергии на электростанции.

КПД брутто и нетто электростанции связаны между собой отношением

$$\eta_{\text{н}} = \eta_{\text{с}}(1 - \mathcal{E}_{\text{с.н}}).$$

Энергетический процесс современной паротурбинной электростанции основан на термодинамическом цикле Ренкина с подводом и отводом теплоты рабочему телу (воде и водяному пару) при постоянном давлении. *Термический КПД* этого цикла для 1 кг рабочего тела

$$\eta_t = \frac{Q_0 - Q_{\text{к}}}{Q_0} = \frac{(h_0 - h_{\text{п.н}}) - (h_{\text{к.а}} - h_{\text{к}}')}{h_0 - h_{\text{п.н}}}, \quad (2.5)$$

где Q_0 и $Q_{\text{к}}$ — подвод и отвод теплоты в этом цикле; h_0 и $h_{\text{к.а}}$ — энтальпия пара перед турбиной и после нее при адиабатном расширении; $h_{\text{к}}'$ и $h_{\text{п.н}}$ — энтальпии конденсата пара после турбины и питательной воды после питательного насоса; принято $h_{\text{п.н}} = h_{\text{п.в}}$, т. е. что питательная вода после насоса поступает в паровой котел.

Равенство (2.5) можно записать в виде

$$\eta_t = \frac{(h_0 - h_{\text{к.а}}) - (h_{\text{п.н}} - h_{\text{к}}')}{(h_0 - h_{\text{к}}') - (h_{\text{п.н}} - h_{\text{к}}')} = \frac{H_{\text{а}} - H_{\text{н.а}}}{Q_0' - \tau_{\text{н.а}}}. \quad (2.6)$$

Здесь $H_{\text{а}}$ — располагаемый теплоперепад в адиабатном процессе работы пара в турбине; $H_{\text{н.а}}$ — работа повышения давления воды в питательном насосе, эквивалентная подогреву воды в адиабатном процессе $\tau_{\text{н.а}} = H_{\text{н.а}}$; $Q_0' = h_0 - h_{\text{к}}'$ — расход теплоты на турбину без учета подогрева воды в питательном насосе, кДж/кг.

Формулы (2.5) и (2.6) определяют КПД нетто с учетом работы питательного насоса

$$H_{\text{н.а}} = v(p_{\text{н}} - p_{\text{в}}), \quad (2.7)$$

где v — усредненный удельный объем воды на входе и выходе, м³/т; $p_{\text{н}}$ и $p_{\text{в}}$ — давление воды на выходе из насоса и входе в насос, МПа.

КПД брутто цикла Ренкина без учета подогрева воды в питательном насосе

$$\eta_t' = \frac{H_{\text{а}}}{Q_0'} = (h_0 - h_{\text{к.а}})/(h_0 - h_{\text{к}}'). \quad (2.8)$$

Теплоперепад $H_{\text{а}}$ расходуется на производство электроэнергии и приводные двигатели собственных нужд. Расход энергии на питательный насос — основная составляющая общего собственного расхода энергии на электростанции. Мощность, потребляемая питательным насосом, зависит непосредственно от начального давления пара p_0 и должна обязательно учитываться при выборе начальных

параметров пара на электростанции. Так, при $v=1,1 \text{ м}^3/\text{т}$ и $p_n-p_v=30 \text{ МПа}$ $\tau_{н,а}=H_{н,а}=33 \text{ кДж/кг}$.

2.2. Основные составляющие абсолютного КПД электростанции

Коэффициент полезного действия электростанции по производству электроэнергии зависит от КПД основных элементов — турбоустановки и парового котла, а также соединяющих их трубопроводов пара и воды (рис. 2.1).

Абсолютный электрический КПД турбоустановки

$$\eta_{\text{ту}}^a = 3600 N_{\text{э}} / Q_{\text{ту}}, \quad (2.9)$$

где $Q_{\text{ту}}$ — расход теплоты на турбоустановку, Кдж/ч.

КПД парового котла

$$\eta_{\text{п.к}} = Q_{\text{п.к}} / Q_{\text{с}},$$

где $Q_{\text{п.к}}$ — тепловая нагрузка парового котла, Кдж/ч.

КПД транспорта теплоты (трубопроводов) определяется выражением

$$\eta_{\text{тр}} = Q_{\text{ту}} / Q_{\text{п.к}}.$$

Используя последние соотношения, получаем следующее выражение для теплоты сожженного топлива:

$$Q_{\text{с}} = Q_{\text{ту}} / (\eta_{\text{тр}} \eta_{\text{п.к}}).$$

Подставляя выражение для $Q_{\text{с}}$ в (2.4), получаем

$$\eta_{\text{с}} = \frac{3600 N_{\text{э}}}{Q_{\text{ту}}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{п.к}}$$

или

$$\eta_{\text{с}} = \eta_{\text{ту}}^a \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{п.к}}. \quad (2.10)$$

Общий баланс теплоты конденсационной электростанции (энергоблока) выражается следующим образом.

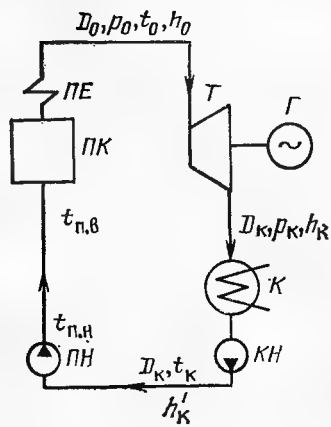


Рис. 2.1. Тепловая схема простейшей конденсационной электростанции: ПК — паровой котел; ПЕ — пароперегреватель; Т — турбина; Г — электрический генератор; К — конденсатор; КН — конденсатный насос; ПН — питательный насос

Расход теплоты пара на турбоустановку

$$Q_{\text{ту}} = 3600 (N_{\text{э}} + N_{\text{г}} + N_{\text{м}}) + Q_{\text{к}} = 3600 N_{\text{и}} + Q_{\text{к}}.$$

Здесь $N_{\text{г}}$ и $N_{\text{м}}$ — потери мощности в электрическом генераторе и механические потери турбины; $N_{\text{и}}$ и $N_{\text{э}}$ — внутренняя и электрическая мощности турбоагрегата; $Q_{\text{к}}$ — потери теплоты с охлаждающей водой конденсатора турбины.

Тепловая нагрузка парового котла

$$Q_{\text{п.к}} = Q_{\text{ту}} + Q_{\text{тр}},$$

где $Q_{\text{тр}}$ — потери теплоты в окружающую среду при транспорте пара и воды трубопроводами между паровым котлом и турбиной.

Теплота топлива $Q_{\text{с}}$ расходуется в паровом котле на теплоту получаемого пара $Q_{\text{п.к}}$ и покрытие потерь теплоты в котле:

$$Q_{\text{с}} = Q_{\text{п.к}} + Q_{\text{п.к}}^{\text{пот}}.$$

Таким образом, КПД электростанции (энергоблока) $\eta_{\text{с}}$ зависит непосредственно от КПД турбоустановки, парового котла и трубопроводов. Наибольшее влияние на КПД электростанции оказывает КПД турбоустановки, учитывающий основную потерю теплоты в цикле производства электроэнергии — потерю в холодном источнике $Q_{\text{к}}$, достигающую 45—50% затрачиваемой теплоты. Остальные потери теплоты на электростанции значительно меньше ($Q_{\text{п.к}}^{\text{пот}} = 6 \div 12\%$, $Q_{\text{тр}} = 1 \div 2\%$).

КПД электростанции определяется в основном значениями КПД турбоустановки $\eta_{\text{ту}}^a$ и парового котла $\eta_{\text{п.к}}$.

Электрическая мощность турбоагрегата $N_{\text{э}}$ получается как результат преобразования энергии пара в ряде последовательных этапов в соответствующих элементах оборудования. Эти этапы характеризуются своей мощностью и своим КПД. Электрическая мощность $N_{\text{э}}$ связана с механической эффективной мощностью на муфте между турбиной и генератором $N_{\text{е}}$ соотношением $N_{\text{э}} = N_{\text{е}} \eta_{\text{г}} = N_{\text{е}} - N_{\text{г}}$.

Электрический КПД генератора $\eta_{\text{г}}$ учитывает потери мощности генератора $N_{\text{г}}$. Эффективная мощность турбины связана с ее внутренней мощностью $N_{\text{и}}$:

$$N_{\text{е}} = N_{\text{и}} \eta_{\text{м}} = N_{\text{и}} - N_{\text{м}},$$

где $\eta_{\text{м}}$ — механический КПД турбины, учитывающий потери трения в опорных и упорных подшипниках, расход энергии в системах регулирования и смазки турбины $N_{\text{м}}$.

Внутренняя мощность турбины $N_{\text{и}}$ связана с располагаемой мощностью свежего па-

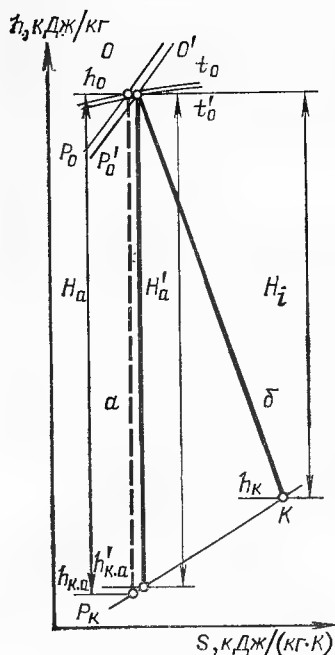


Рис. 2.2. Процесс работы пара в конденсационной турбине в h, S -диаграмме: a — идеальный; $б$ — действительный

носит название *относительного электрического КПД* турбоагрегата.

Таким образом, *абсолютный электрический КПД* турбоустановки выражается произведением

$$\eta_{\text{ту}}^a = \frac{3600N_{\text{э}}}{Q_{\text{ту}}} = \frac{3600N_{\text{а}}}{Q_{\text{ту}}} \eta_{oi} \eta_m \eta_r,$$

или

$$\eta_{\text{ту}}^a = \eta_t \eta_{oi} \eta_m \eta_r. \quad (2.11)$$

Здесь $\eta_t = H_a/Q_0 \approx 3600N_a/Q_{\text{ту}}$ — термический КПД брутто турбоустановки (КПД идеального цикла водяного пара).

Значение КПД $\eta_{\text{ту}}^a$ определяется в основном значением термического КПД исходного термодинамического цикла (рис. 2.3). Значения η_t удастся повысить, применяя высокие начальные параметры пара и регенеративный подогрев конденсата турбины (гл. 4 и 5).

Коэффициенты полезного действия $\eta_{\text{ту}}^a$ и η_t — *абсолютные*, они характеризуют использование теплоты при преобразовании ее в работу в цикле и учитывают потерю теплоты в холодном источнике (в конденсаторе турбины); КПД η_{oi} , η_{oe} , η_{os} , η_m и η_r , как и $\eta_{п.к}$ и $\eta_{тр}$, — *относительные*; они характеризуют степень технического совершенства соответствующего элемента оборудования электростанции.

Используя (2.10) и (2.11), получаем развернутое выражение (структуру) КПД электростанции по производству электроэнергии в зависимости от термического КПД цикла и относительных КПД элементов оборудования:

$$\eta_c = \eta_t \eta_{oi} \eta_m \eta_r \eta_{тр} \eta_{п.к}. \quad (2.12)$$

Это выражение позволяет оценить влияние основных факторов на величину η_c . Прини-

ра, подводимого к турбине, N_a :

$$N_i = N_a \eta_{oi},$$

где η_{oi} — внутренний относительный КПД турбины.

Последнее соотношение для 1 кг пара принимает вид

$$H_a \eta_{oi} = H_i,$$

где H_i — действительный теплоперепад пара в турбине (рис. 2.2.).

Внутренний относительный КПД турбины

$$\eta_{oi} = \eta_{др} \eta'_{oi}.$$

Здесь $\eta_{др} = H_a'/H_a$ — коэффициент дросселирования пара в стопорных и регулирующих клапанах турбины; при номинальной нагрузке турбины теплоперепад пара после дросселирования H_a' и $\eta_{др}$ определяются из условия $p'_0 \approx 0,95p_0$, где p_0 и p'_0 — давление пара перед клапанами и после них; $\eta'_{oi} = H_i/H'_a$ — внутренний относительный КПД проточной части турбины с учетом потерь с выходной скоростью пара последней ступени.

Из предыдущих соотношений следует:

$$N_{\text{э}} = N_a \eta_{oi} \eta_m \eta_r.$$

Коэффициент полезного действия

$$\eta_{oe} = N_{\text{э}}/N_a = \eta_{oi} \eta_m$$

называют *относительным эффективным КПД* турбины.

Коэффициент полезного действия

$$\eta_{os} = N_{\text{э}}/N_a = \eta_{oi} \eta_m \eta_r$$

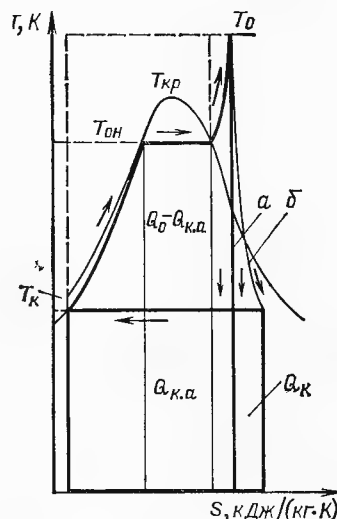


Рис. 2.3. Цикл водяного пара в T, S -диаграмме: a — идеальный; $б$ — действительный

мая $\eta_t=0,55$; $\eta_{oi}=0,85$; $\eta_m=0,99$; $\eta_r=0,985$; $\eta_{тр}=0,99$; $\eta_{п.к}=0,90$, получаем $\eta_c=0,406$.

Выше приведены численные значения относительных КПД для полной (номинальной) или экономичной мощности электростанции. При неполных, частичных нагрузках значения КПД уменьшаются (см. гл. 10).

При осуществлении технологического процесса преобразования энергии внутри электростанции (подготовка топлива, подача котельного воздуха, отвод дымовых газов котлов, подача питательной воды, конденсата и охлаждающей воды конденсаторов и др.), расходуется часть выработанной энергии $\mathcal{E}_{с.н}$ в размере 4—6% ($\mathcal{E}_{с.н}$ — доля собственного расхода электроэнергии, или около 1,5—2,5% затрачиваемой теплоты топлива). Если принять $\mathcal{E}_{с.н}=0,05$, то

$$\eta_{с.н}=\eta_c(1-\mathcal{E}_{с.н})=0,406(1-0,05)=0,386.$$

2.3. Расходы пара, теплоты и топлива

Расход пара D_0 , кг/ч, на конденсационную турбину мощностью N , кВт, определяется из выражения

$$D_0 = \frac{3600N_s}{H_a \eta_{oi} \eta_m \eta_r}, \quad (2.13)$$

где H_a — адиабатный (изоэнтروпный) теплоперепад пара в турбине, кДж/кг; η_{oi} , η_m — внутренний относительный и механический КПД турбины; η_r — КПД электрического генератора.

Выражение для D_0 удобно представить в виде

$$D_0 = \frac{3600N_s}{H_t \eta_m \eta_r}. \quad (2.14)$$

Паротурбинные энергоблоки мощностью 150 МВт и выше в Советском Союзе выполняют с промежуточным газовым перегревом пара; температуры свежего пара и промежуточного перегрева обычно равны: $t_0=t_{п.п}$. Промежуточный перегрев пара применяется на паротурбинных электростанциях с целью повышения их КПД, а также для ограничения конечной влажности пара в турбине при высоком его начальном давлении, когда повышение начальной температуры ограничено по технологическим или экономическим причинам. При газовом перегреве пар, проработавший в ряде ступеней (обычно в части высокого давления — ЧВД) турбины, отводится в промежуточный перегреватель, использующий в паровом котле теплоту топлива (газов); после промежуточного перегрева пар возвращается к следующим ступеням (части среднего давления — ЧСД) турбины.

На рис. 2.4 показана простейшая схема энергоблока с газовым промежуточным пере-

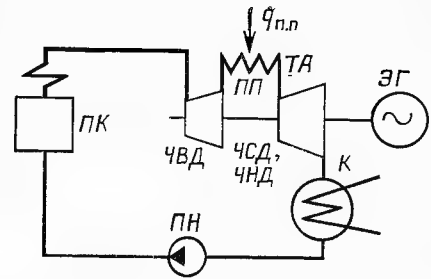


Рис. 2.4. Принципиальная тепловая схема простейшей конденсационной электростанции с промежуточным перегревом пара:

ПП — промежуточный перегреватель пара; $q_{п.п}$ — теплота промежуточного перегрева

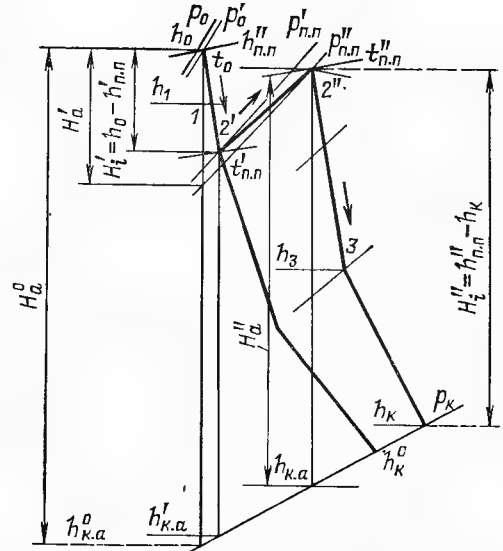


Рис. 2.5. Процессы работы пара в конденсационной турбине с промежуточным перегревом пара и без него в h, S -диаграмме

гревом, на рис. 2.5 — соответствующий процесс работы пара в турбине. В этом случае общий теплоперепад пара в турбине составляется из теплоперепада части высокого давления до промежуточного перегрева $H_{i^в.д}=H_{i'}$ и части низкого давления турбины $H_{i^н.д}=H_{i''}$ после промежуточного перегрева.

Потеря давления в системе промежуточного перегрева (промежуточный перегреватель и паропроводы) составляет $\Delta p_{п.п}=(0,10 \div 0,15) p'_{п.п}$ и $p''_{п.п}=p'_{п.п}-\Delta p_{п.п}$, где $p'_{п.п}$ и $p''_{п.п}$ — давление пара до и после промежуточного перегрева (рис. 2.5).

Выражение для расхода пара на турбину принимает вид

$$D_0 = \frac{3600N_s}{(H_a^в.д. \eta_{oi}^в.д. + H_a^н.д. \eta_{oi}^н.д.) \eta_m \eta_r}, \quad (2.15)$$

или

$$D_0 = \frac{3600N_s}{(H_{i^в.д.} + H_{i^н.д.}) \eta_m \eta_r}. \quad (2.16)$$

Турбины с промежуточным перегревом пара выполняют обычно из частей высокого, среднего и низкого (ЧНД) давления. Действительный теплоперепад пара

$$H_i = H_{ki} = H_i^{в.д} + H_i^{с.д} + H_i^{н.д} = H_a^{в.д} \eta_{oi}^{в.д} + H_a^{с.д} \eta_{oi}^{с.д} + H_a^{н.д} \eta_{oi}^{н.д}.$$

Здесь индекс «к» относится к сквозному конденсационному потоку пара в турбине, индекс «с.д» — к ЧСД турбины.

Важным показателем эффективности работы пара в турбине и ее технического совершенства является удельный расход пара на турбину, кг/(кВт·ч):

$$d_0 = \frac{D_0}{N_s} = \frac{3600}{\Sigma H_a \eta_{oi} \eta_m \eta_r}, \quad (2.17)$$

где Σ обозначает суммирование теплоперепадов в частях (цилиндрах) турбины.

Для современных турбоагрегатов с параметрами свежего пара 24 МПа, 540 °С $d_0 \approx 3$ кг/(кВт·ч) [точнее 3,1–3,2 кг/(кВт·ч)], что позволяет приблизительно оценить расход пара на турбину по значению ее мощности N_s . Для энергоблока 300 МВт получим соответственно $D_0 = 930 + 960$ т/ч, для энергоблока 800 МВт $D_0 = 2500 + 2600$ т/ч.

Значение d_0 зависит прежде всего от общего теплоперепада пара в турбине, а также от значений η_{oi} , η_m и η_r . Для современных турбоагрегатов эти величины имеют следующие значения:

$\eta_{oi}^{в.д}$	$\eta_{oi}^{с.д}$	$\eta_{oi}^{н.д}$	η_m	η_r	H_i , кДж/кг	d_0 , кг/(кВт·ч)
0,82	0,90	0,84	0,99	0,985	1300	3,2
0,84	0,92	0,86	0,992	0,99	1350	3,1

Общий энергетический баланс конденсационной турбоустановки без учета внешних потерь теплоты характеризуется выражением

$$Q_{ty} = 3600 N_i + Q_k, \quad (2.18)$$

где Q_{ty} и Q_k относятся к часовому периоду.

Часовой расход теплоты на турбоустановку с промежуточным перегревом пара

$$Q_{ty} = D_0 (h_0 - h_{п.в}) + D_{п.п} (h''_{п.п} - h'_{п.п}). \quad (2.19)$$

Здесь h_0 и $h_{п.в}$ — энтальпии пара перед турбиной и питательной воды на выходе из турбоустановки (в рассматриваемом простейшем случае $h_{п.в} = h_{п.п}$); $D_{п.п}$ — пропуск пара через промежуточный перегреватель; $h''_{п.п}$ и $h'_{п.п}$ — энтальпии пара после и до промежуточного перегрева, кДж/кг.

Для турбин небольшой мощности (100 МВт и меньше) без промежуточного перегрева пара

$$Q_{ty} = D_0 (h_0 - h_{п.в}). \quad (2.20)$$

Полноценным показателем энергетической эффективности турбоустановки является *удельный расход теплоты*, кДж/(кВт·ч):

$$q_{ty} = \frac{Q_{ty}}{N_s} = \frac{D_0}{N_s} (h_0 - h_{п.в} + q_{п.п}),$$

или

$$q_{ty} = d_0 (h_0 - h_{п.в} + q_{п.п}). \quad (2.21)$$

Здесь $q_{п.п} = h''_{п.п} - h'_{п.п}$ — теплота, сообщаемая пару при промежуточном перегреве (принято $D_{п.п} = D_0$).

При паротурбинном приводе питательных рабочих насосов (энергоблоки 300 МВт и большей мощности) удельный расход теплоты на турбоустановку брутто определяют с учетом эффективной мощности приводной турбины $N_e^{т.п}$ из выражения

$$q_{ty} = Q_{ty} / (N_s + N_e^{т.п}). \quad (2.22)$$

Эффективная мощность приводной турбины

$$N_e^{т.п} = D_{т.п} H_i^{т.п} \eta_m^{т.п} / 3600. \quad (2.23)$$

Здесь расход пара, кг/ч, на приводную турбину

$$D_{т.п} H_i^{т.п} \eta_m^{т.п} = D_{п.п} H_{п.а} / \eta_n, \quad (2.24)$$

где $H_i^{т.п}$ — действительный теплоперепад пара в приводной турбине; $\eta_m^{т.п}$ — ее механический КПД; $D_{п.п}$ — расход питательной воды через питательный насос; η_n — КПД насоса, выражаемый произведением

$$\eta_n = \eta_{ni} \eta_{н.м},$$

где η_{ni} — внутренний (гидравлический) КПД насоса; $\eta_{н.м}$ — механический КПД насоса.

Подогрев воды в насосе

$$\tau_{п.н} = H_{п.а} / \eta_{ni} = \tau_{н.а} / \eta_{ni}. \quad (2.25)$$

Эти КПД имеют значения $\eta_n \approx 0,85$; $\eta_{ni} \approx 0,90$; $\eta_{н.м} \approx 0,95$. При значениях $v = 1,1$ м³/т, $(p_{п.п} - p_{п.в}) = 30$ МПа $\tau_{н.а} = H_{п.а} = 33$ кДж/кг и $\tau_{п.н} = 33 / 0,9 = 37$ кДж/кг. Следовательно, необратимость сжатия в насосе повышает энтальпию воды в питательном насосе для реального цикла по сравнению с идеальным циклом тех же параметров.

Любая из величин q_{ty} или η_{ty}^a может рассматриваться как энергетический показатель конденсационной турбоустановки, так как они связаны между собой. Действительно, удельный расход теплоты на турбоустановку, кДж/(кВт·ч), равен:

$$q_{ty} = \frac{Q_{ty}}{N_s} = 3600 \frac{Q_{ty}}{3600 N_s} = \frac{3600}{\eta_{ty}^a}. \quad (2.26)$$

Величины $q_{\text{ту}}$ и $\eta_{\text{ту}}^a$ связаны обратной зависимостью:

$$\eta_{\text{ту}}^a = 3600/q_{\text{ту}}. \quad (2.27)$$

Если $\eta_{\text{ту}}^a = 0,48$, то $q_{\text{ту}} = 7500$ кДж/(кВт·ч).

В качестве гарантии тепловой экономичности турбоустановки заводы-изготовители турбин обычно указывают показатель $q_{\text{ту}}$. Если $Q_{\text{ту}}$ измерять в тех же единицах, что и N , то показатели $q_{\text{ту}}$ и $\eta_{\text{ту}}$ — величины обратные:

$$\tilde{q}_{\text{ту}} = 1/\eta_{\text{ту}}^a \approx 2,1. \quad (2.27a)$$

Удельный расход теплоты на станции (в топливе) с учетом КПД транспорта теплоты и парового котла определяется формулой

$$q_c = Q_c/N_s = q_{\text{ту}}/(\eta_{\text{тр}}\eta_{\text{п.к}}) = 3600/\eta_c. \quad (2.28)$$

Значение $\eta_{\text{п.к}}$ определяется соотношением

$$\eta_{\text{п.к}} = Q_{\text{п.к}}/Q_c = 1 - 0,01 \sum_{j=2}^{I=6} q_j,$$

где $Q_{\text{п.к}} = D_{\text{п.к}}(h_{\text{пе}} - h_{\text{п.в}} + q_{\text{п.п}}^{\text{п.к}})$; $Q_c = BQ_{\text{н}}^{\text{р}}$, здесь $D_{\text{п.к}} = D_0$; $h_{\text{пе}}$ — энтальпия пара на выходе из котла (перегревателя); $q_{\text{п.п}}^{\text{п.к}} = h_{\text{п.п}}^{\text{п.к}} - h_{\text{п.п}}^{\text{оп.к}}$ — теплота промежуточного перегрева при параметрах этого пара на котле; B — расход топлива; $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ — теплота сгорания топлива; энтальпии пара $h_{\text{п.п}}^{\text{оп.к}}$ и $h_{\text{п.п}}^{\text{п.к}}$ определяются соответственно значениями температуры и давления пара до и после промежуточного перегрева пара в паровом котле; при этом (рис. 2.5)

$$t_{\text{п.п}}^{\text{оп.к}} < t'_{\text{п.п}}; t_{\text{п.п}}^{\text{п.к}} > t''_{\text{п.п}}; p_{\text{п.п}}^{\text{оп.к}} < p'_{\text{п.п}}; p_{\text{п.п}}^{\text{п.к}} > p''_{\text{п.п}};$$

q_1 — потери теплоты в котле, %; $q_2 = 4 \div 6\%$ — потеря с физической теплотой уходящих газов; $q_3 + q_4 = 1 \div 3\%$ — соответственно потери от химической и механической неполноты сгорания топлива; $q_5 = 0,12 \div 0,5\%$ — потеря теплоты рассеянием в окружающую среду; $q_6 \approx 0,5\%$ — потеря с физической теплотой жидких шлаков (при удалении шлака в жидком состоянии). Сумма потерь $\sum_{j=2}^6 q_j$ для

крупных энергоблоков равна 6—10%, чему соответствует КПД парового котла 94—90%.

Значение КПД транспорта теплоты (трубопроводов) $\eta_{\text{тр}}$ определяется из соотношений

$$\eta_{\text{тр}} = \frac{Q_{\text{ту}}}{Q_{\text{п.к}}} = \frac{D_0(h_0 - h_{\text{п.в}} + q_{\text{п.п}})}{D_{\text{п.к}}(h_{\text{пе}} - h_{\text{п.в}} + q_{\text{п.п}}^{\text{п.к}})}. \quad (2.29)$$

или

$$\eta_{\text{тр}} \approx \frac{h_0 - h_{\text{п.в}} + q_{\text{п.п}}}{h_{\text{пе}} - h_{\text{п.в}} + q_{\text{п.п}}^{\text{п.к}}}. \quad (2.29a)$$

Значение $\eta_{\text{тр}}$ по (2.29a) без учета потерь свежего пара и воды при их транспорте определяется различием параметров пара и воды у турбины и у котла. При этом нужно иметь в виду, что давление пара у парового котла на 1—1,5 МПа выше, чем у турбины, а температура пара на выходе из парового котла приблизительно на 5°C выше, чем перед турбиной; температура и энтальпия питательной воды на выходе из турбоустановки и на входе в паровой котел практически одинаковы: $h_{\text{п.в}}^{\text{п.к}} = h_{\text{п.в}}$.

Для сопоставимости тепловой экономичности электростанций с различными видами топлива в СССР принято определять удельные расходы условного топлива с теплотой сгорания 29 308 кДж/кг (7000 ккал/кг). В этом случае удельный расход условного топлива, кг/(кВт·ч),

$$b_y = \frac{B_y}{N_s} = \frac{3600}{29\,308\eta_c} = \frac{0,1228}{\eta_c} \approx \frac{0,123}{\eta_c}.$$

Это соотношение вытекает из общего энергетического баланса электростанции и определяет ее КПД по производству электроэнергии:

$$BQ_{\text{н}}^{\text{р}}\eta_c = 3600N_s; \quad (2.30)$$

$$\eta_c = 3600N_s/(BQ_{\text{н}}^{\text{р}}). \quad (2.31)$$

Удельный расход условного топлива на производство электроэнергии, г/(кВт·ч):

$$b_y \approx 123/\eta_c. \quad (2.32)$$

Если $\eta_c \approx 0,40$, то $b_y^{\text{н}} = 307$ г/(кВт·ч). В СССР в 1980 г. $b_y^{\text{н}}$ составляло 328, а в 1985 г. $b_y = 326,2$ г/(кВт·ч).

Удельный расход условного топлива — полноправный показатель энергетической эффективности конденсационной электростанции и наравне с ее КПД удобен для определения расхода топлива:

для часового периода, кг/ч,

$$B_y = b_y N_s;$$

для любого промежутка времени, кг,

$$B_y = b_y \Delta.$$

Так, для энергоблока мощностью 1 млн. кВт при $b_y = 320$ г/(кВт·ч) $B_y = 320 \cdot 10^{-6} \cdot 10^6 = 320$ т/ч.

Снижение удельного расхода условного топлива на 1 г/(кВт·ч) в масштабе народного хозяйства нашей страны дает годовую экономию условного топлива до 1,5 млн. т.

Средний удельный расход условного топлива на электростанциях капиталистических стран с развитой энергетикой изменяется в последние годы в диапазоне от 318 до 385 г/(кВт·ч), в том числе в США 370—360, в ФРГ 340—330, в Англии — от 385 до 360, во Франции — 330, в Японии 318—320 г/(кВт·ч).

Приведенные ниже данные характеризуют изменение удельного расхода условного топлива в СССР по годам:

Годы	1913	1930	1940	1950
b_y , г/(кВт·ч)	1110	870	645	590

Продолжение

Годы	1960	1970	1980	1985
b_y , г/(кВт·ч)	470	366	328	326,2

2.4. Энергетические показатели конденсационной атомной электростанции

Основным показателем энергетической эффективности атомной электростанции (АЭС) и ее элементов является КПД или удельный расход теплоты. На рис. 2.6 приведены тепловая схема простейшей АЭС и цикл Ренкина такой установки. Для одноконтурной АЭС КПД брутто в часовом промежутке времени определяется из выражения

$$\eta_c = 3600 N_a / Q_p, \quad (2.33)$$

а его значение нетто соответственно

$$\begin{aligned} \eta_c^H &= 3600 N_a (1 - \varepsilon_{с.н}) / Q_p = \\ &= \eta_c (1 - \varepsilon_{с.н}), \end{aligned} \quad (2.34)$$

где Q_p — тепловая мощность реактора, кДж/ч.

Доля собственного расхода электроэнергии на АЭС составляет $\varepsilon_{с.н} = 0,06 \div 0,07$.

Потери теплоты в реакторной установке, включающей ядерный реактор и обслуживающее его оборудование, состоят в основном из потерь на продувку реактора, на охлаждение систем защиты реактора и на рассеивание

теплоты и оцениваются КПД реакторной установки

$$\eta_p = Q_{н.п} / Q_p. \quad (2.35)$$

Здесь $Q_{н.п}$ — тепловая нагрузка реактора по пару.

Абсолютный электрический КПД турбоустановки и КПД транспорта теплоты (трубопроводов) можно определить по выражениям:

$$\eta_{ту}^a = 3600 N_a / Q_{ту}; \quad (2.36)$$

$$\eta_{тр} = Q_{ту} / Q_{н.п}. \quad (2.36a)$$

Используя последние соотношения, получаем:

$$\eta_c = \frac{3600 N_a}{Q_p} = \frac{3600 N_a}{Q_{ту}} \frac{Q_{ту}}{Q_{н.п}} \frac{Q_{н.п}}{Q_p},$$

т. е.

$$\eta_c = \eta_{ту}^a \eta_{тр} \eta_p. \quad (2.37)$$

Ввиду преимущественного использования на современных АЭС сухого насыщенного пара средних параметров (6—8 МПа) КПД атомной электростанции в еще большей мере, чем КЭС, зависит от абсолютного электрического КПД турбоустановки. Для турбин на насыщенном паре указанных параметров имеем $\eta_{ту}^a = 0,34 \div 0,35$. Принимая $\eta_p = 0,99$, $\eta_{тр} = 0,995$, получаем $\eta_c = 0,33 \div 0,34$.

Для двухконтурной АЭС, содержащей в качестве дополнительного элемента парогенератор насыщенного или слабо перегретого пара, выражение для КПД брутто электростанции имеет вид (рис. 2.7)

$$\eta_c = 3600 N_a / Q_p = \eta_{ту}^a \eta_{тр}^I \eta_{тр}^{II} \eta_p, \quad (2.38)$$

где $\eta_p = Q_I / Q_p$ — КПД реакторной установки; $\eta_{тр}^I = Q_I' / Q_I$ — КПД трубопроводов первого контура; $\eta_{тр}^{II} = Q_{н.п} / Q_I$ — КПД парогенератора АЭС; $\eta_{тр}^{II} = Q_{ту} / Q_{н.п}$ — КПД трубопроводов второго контура.

Количество теплоты Q_I , передаваемое с водой, нагреваемой в реакторе, и Q_I' , посту-

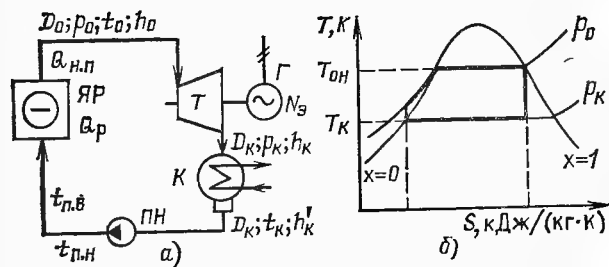


Рис. 2.6. Тепловая схема простейшей одноконтурной атомной электростанции с турбоустановкой на насыщенном водяном паре (а) и цикл Ренкина для такой установки (б):

ЯР — ядерный реактор; Q_p — тепловая мощность реактора

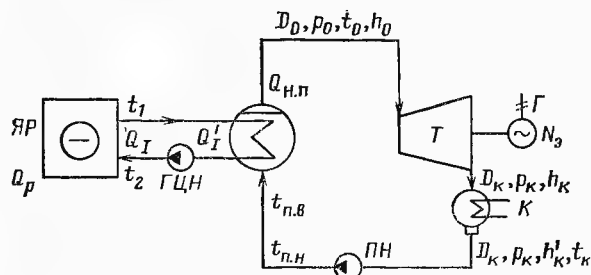


Рис. 2.7. Тепловая схема простейшей двухконтурной атомной электростанции с турбоустановкой на насыщенном водяном паре:

ГЦН — главный циркуляционный насос

пающее с водой в парогенератор АЭС, определяют потери на транспорт теплоты в контуре I , которые оцениваются в размере 0,5—1,0%. Потери теплоты в парогенераторе АЭС обусловлены продувкой (1—1,5%) и теплообменом с окружающей средой (0,1—0,2%).

Приняв $\eta_p = 0,99$; $\eta_{тр}^I = 0,995$; $\eta_{пт} = 0,98$; $\eta_{тр}^{II} = 0,99$; $\eta_{ту}^a = 0,34$, получим

$$\eta_c = (0,34 \cdot 0,99 \cdot 0,98) \cdot 0,995 \cdot 0,99 = 0,325.$$

Для характеристики тепловой экономичности атомной электростанции, как и для КЭС, определяют удельный расход теплоты, кДж/(кВт·ч):

на турбоустановку

$$q_{ту} = \frac{Q_{ту}}{N_э} = \frac{D_0}{N_э} (h_0 - h_{п.в}) = d_0 (h_0 - h_{п.в}); \quad (2.39)$$

можно также записать это выражение, используя величину $\eta_{ту}^a$:

$$q_{ту} = 3600/\eta_{ту}^a;$$

на атомную электростанцию

$$q_c = Q_p/N_э = 3600/\eta_c. \quad (2.40)$$

Если принять $\eta_{ту}^a = 0,34$ и $\eta_c = 0,325$, получим $q_{ту} = 10\,600$ кДж/(кВт·ч) и $q_c = 11\,100$ кДж/(кВт·ч).

Потребление ядерного топлива в реакторах АЭС имеет свою специфику, которую следует учитывать при расчете расхода топлива на АЭС. Можно использовать удельный расход выгоревшего ядерного топлива, г/(МВт·ч):

$$b_{я.т} = \frac{3600 \cdot 10^3}{Q_{я.т} \eta_c} = \frac{3600 \cdot 10^3}{6,8 \cdot 10^{10} \eta_c} = \frac{0,054}{\eta_c}, \quad (2.41)$$

где $Q_{я.т} = 6,8 \cdot 10^{10}$ кДж/кг — теплота, выделяющаяся при полном делении 1 кг ядерного топлива с учетом образования неделящихся изотопов.

Большое значение имеет определение годовой потребности реактора в обогащенном ядерном топливе, т/год:

$$B_r = \frac{Q_p T_{уст}}{24K} = \frac{N_э T_{уст}}{24K \eta_c}. \quad (2.42)$$

Здесь Q_p — тепловая мощность реактора, МВт; K — средняя удельная энерговыработка (глубина выгорания) обогащенного ядерного топлива, МВт·сут/т. Для различных типов реакторов можно принимать $K = 28 \times 10^3$ (ВВЭР-440); $K = 40 \cdot 10^3$ (ВВЭР-1000); $K = 100 \cdot 10^3$ (натриевые реакторы на быстрых нейтронах); $T_{уст}$ — число часов использования установленной мощности АЭС ($T_{уст} = 6 \div 7$ тыс. ч/год).

Глава третья

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ТЕПЛОЭЛЕКТРОЦЕНТРАЛЕЙ

3.1. Расходы теплоты и коэффициенты полезного действия теплоэлектростанции

Теплоэлектростанции отпускают потребителям электрическую энергию и теплоту с паром, отработавшим в турбине. В Советском Союзе принято распределять расходы теплоты и топлива между этими двумя видами энергии:

$$Q_c = Q_c^э + Q_c^т; \quad (3.1)$$

$$Q_{ту} = Q_{ту}^э + Q_{ту}^т. \quad (3.1a)$$

Индексы «с» и «ту» относятся к станции и турбоустановке, «э» — к электрической энергии, «т» — к теплоте.

Различают два вида КПД ТЭЦ:

1) по производству (и отпуску) электрической энергии:

$$\eta_c^э = 3600 N_э / Q_c^э; \quad (3.2)$$

$$\eta_{ту}^э = 3600 N_э / Q_{ту}^э; \quad (3.2a)$$

2) по производству и отпуску теплоты:

$$\eta_c^т = Q_c^о / Q_c^т; \quad (3.3)$$

$$\eta_{ту}^т = \eta_t = Q_t^о / Q_{ту}^т, \quad (3.3a)$$

где $Q_{ту}^т = Q_t$ — затрата теплоты на внешнего потребителя; $Q_t^о$ — отпуск теплоты потребителю; η_t — КПД отпуска теплоты турбиной установкой, учитывающий потери теплоты при отпуске ее (в сетевых подогревателях, паропроводах и т. д.); $\eta_t = 0,98 \div 0,99$.

Общий расход теплоты на турбоустановку $Q_{ту}$ составляется из теплового эквивалента внутренней мощности турбины $3600 N_i$, расхода теплоты на внешнего потребителя Q_t и потери теплоты в конденсаторе турбины Q_k . Общее уравнение теплового баланса теплофикационной турбоустановки имеет вид

$$Q_{ту} = 3600 N_i + Q_t + Q_k. \quad (3.4)$$

В Советском Союзе принят физический метод распределения расхода теплоты между

электрической и тепловой энергией. На теплового потребителя относятся действительное количество теплоты, затрачиваемой на него, а на электрическую энергию — остальное количество теплоты:

$$Q_{\text{ту}}^{\text{т}} = Q_{\text{т}}; \quad (3.5)$$

$$Q_{\text{ту}}^{\text{э}} = Q_{\text{ту}} - Q_{\text{т}} = 3600N_i + Q_{\text{к}}. \quad (3.5a)$$

Для ТЭЦ в целом с учетом КПД парового котла $\eta_{\text{п.к}}$ и КПД транспорта теплоты $\eta_{\text{тр}}$ получим:

$$\eta_{\text{с}}^{\text{э}} = \eta_{\text{ту}}^{\text{э}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{п.к}}; \quad (3.6)$$

$$\eta_{\text{с}}^{\text{т}} = \eta_{\text{т}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{п.к}}. \quad (3.6a)$$

Значение $\eta_{\text{с}}^{\text{э}}$ в основном определяется значением $\eta_{\text{ту}}^{\text{э}}$, значение $\eta_{\text{с}}^{\text{т}}$ — значением $\eta_{\text{п.к}}$.

Выработка электроэнергии с использованием отработавшей теплоты существенно повышает КПД по производству электроэнергии на ТЭЦ по сравнению с КЭС и обуславливает значительную экономию топлива в стране.

3.2. Расход пара на теплофикационную турбину

На ТЭЦ в Советском Союзе применяют, как правило, теплофикационные турбины с регулируемым отбором и с конденсацией пара. Такие турбины наиболее универсальны, обеспечивают разнообразные режимы от пуска электрической энергии и теплоты.

Расход пара на теплофикационную турбину целесообразно определять путем сравнения с расходом пара на конденсационную турбину с такими же параметрами пара:

$$D_{0(\text{к})} = 3600N_{\text{э}} / (H_{\text{к}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}).$$

При отборе пара из турбины в количестве $D_{\text{т}}$ внутренняя мощность ее снижается на величину $D_{\text{т}}(h_{\text{т}} - h_{\text{к}})$, где $h_{\text{т}}$ и $h_{\text{к}}$ — энтальпии пара в отборе и на входе в конденсатор турбины.

Для восстановления мощности турбины до первоначальной заданной $N_{\text{э}}$ необходимо увеличить расход свежего пара на турбину в количестве, определяемом из соотношения

$$\Delta D_0 (h_0 - h_{\text{к}}) = \Delta N_{\text{э}} = D_{\text{т}} (h_{\text{т}} - h_{\text{к}}),$$

откуда дополнительный расход пара

$$\Delta D_0 = \frac{h_{\text{т}} - h_{\text{к}}}{h_0 - h_{\text{к}}} D_{\text{т}}$$

и, следовательно, расход пара на турбину с отбором $D_{\text{т}}$ и конденсацией пара равен

$$D_0 = \frac{3600N_{\text{э}}}{H_{\text{к}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}} + \frac{h_{\text{т}} - h_{\text{к}}}{h_0 - h_{\text{к}}} D_{\text{т}}. \quad (3.7)$$

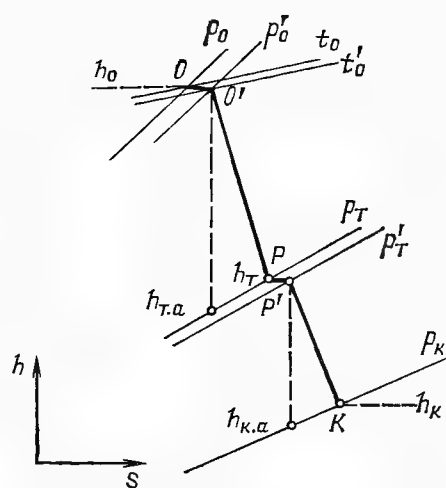


Рис. 3.1. Процессы работы пара в теплофикационной турбине с противодавлением (процесс OP) и в теплофикационной турбине с регулируемым отбором и конденсацией пара (процесс OPK):

$p_{\text{т}}$ — противодавление или давление регулируемого отбора пара

Вводя коэффициент недовыработки мощности паром отбора

$$y_{\text{т}} = (h_{\text{т}} - h_{\text{к}}) / (h_0 - h_{\text{к}}), \quad (3.8)$$

расход пара на теплофикационную турбину с отбором и конденсацией пара можно записать в виде

$$D_0 = D_{0(\text{к})} + y_{\text{т}} D_{\text{т}}. \quad (3.8a)$$

Коэффициент недовыработки характеризует долю недоработанного теплоперепада пара, идущего в отбор (рис. 3.1). Он имеет и другой смысл; из (3.8a)

$$y_{\text{т}} = (D_0 - D_{0(\text{к})}) / D_{\text{т}},$$

т. е. коэффициент недовыработки $y_{\text{т}}$ определяет относительное увеличение расхода пара на турбину на единицу количества отбираемого пара.

Коэффициент недовыработки $y_{\text{т}}$ изменяется в пределах $0 \leq y_{\text{т}} \leq 1$; $y_{\text{т}} = 0$ при $h_{\text{т}} = h_{\text{к}}$, т. е. при отводе полностью отработавшего в турбине пара перед ее конденсатором; $y_{\text{т}} = 1$ при $h_{\text{т}} = h_0$, т. е. при отводе свежего пара, не работавшего в турбине. Обычно $y_{\text{т}} = 0,3 \div 0,7$, в среднем $y_{\text{т}} = 0,5$. Если $D_{\text{т}} = 0$, то $D_0 = D_{0(\text{к})}$ и расход пара отвечает конденсационному режиму без отбора с параметрами, совпадающими с теплофикационным режимом.

Соотношение (3.7) является энергетическим уравнением турбоагрегата, выражающим его энергетический баланс, связь между расходом пара и электрической мощностью турбоагрегата.

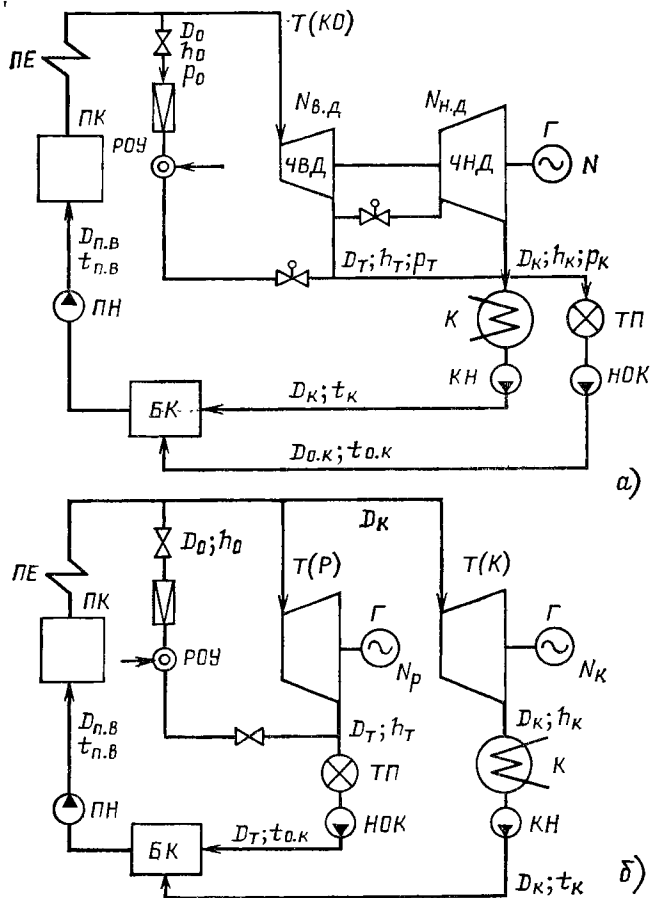


Рис. 3.2. Тепловые схемы простейших теплоэлектро-централей:

а — ТЭЦ с турбиной с регулируемым отбором и конденсацией пара типа Т (КО); б — ТЭЦ с турбиной с противодавлением типа Т (Р) и параллельно работающей конденсационной турбиной типа Т (К); ТП — тепловой потребитель; НОК — насос обратного конденсата от теплового потребителя; РОУ — редукционно-охладительная установка; БК — смеситель; Г — электрогенератор; ПК — паровой котел; ПЕ — пароперегреватель; К — конденсатор; КН — конденсационный насос; ПН — пита-тельный насос

Уравнение материального (парового) ба- ланса такой турбины имеет вид

$$D_0 = D_T + D_K, \quad (3.9)$$

где D_K — пропуск пара в конденсатор тур- бины.

Вследствие выработки электроэнергии пар- ом отбора пропуск пара в конденсатор тур- бины D_K по сравнению с расходом пара $D_{0(K)}$ при конденсационном режиме с той же электрической мощностью уменьшается:

$$D_K = D_{0(K)} - (1 - y_T) D_T, \quad (3.10)$$

$$\text{и } \Delta D_K = D_{0(K)} - D_K = (1 - y_T) D_T.$$

Баланс мощностей в турбине с конденса- цией пара и отбором выражается уравнения- ми двух видов:

$$N_9 = N_{в.д} + N_{н.д}; \quad (3.11)$$

$$N_9 = N_T + N_K, \quad (3.11a)$$

где

$$N_{в.д} = D_0 (h_0 - h_T) \eta_m \eta_r / 3600;$$

$$N_{н.д} = D_K (h_T - h_K) \eta_m \eta_r / 3600;$$

$$N_T = D_T (h_0 - h_T) \eta_m \eta_r / 3600;$$

$$N_K = D_K (h_0 - h_K) \eta_m \eta_r / 3600.$$

Величины $N_{в.д}$, $N_{н.д}$, N_T и N_K обозначают соответственно мощность, развиваемую ЧВД и ЧНД турбины ($D_{в.д} = D_0$; $D_{н.д} = D_K$) паром, идущим в отбор и через всю турбину в кон- денсатор.

На рис. 3.2,а показана простейшая схема ТЭЦ с турбиной типа КО. Турбины с отбо- ром и конденсацией пара являются по суще- ству турбинами смешанного теплофикацион- но-конденсационного типа. Комбинированное производство электрической энергии и тепло- ты в полном виде осуществляется в теплофи- кационных турбинах с противодавлением (рис. 3.2,б). Общий тепловой баланс тепло- фикационной турбины (без потерь в конден- саторе $Q_K = 0$) имеет вид

$$Q_{т.у} = 3600 N_i + Q_T.$$

Основное энергетическое свойство такого турбоагрегата заключается в непосредствен- ной зависимости выработки электрической мощности N_9 от пропуски пара через тур- бину, т. е. от расхода теплоты Q_T и пара D_T на теплового потребителя:

$$N_9 = D_0 (h_0 - h_T) \eta_m \eta_r / 3600, \quad (3.12)$$

так как $D_0 \leq D_T$.

Это свойство турбоагрегатов с противодав- лением ограничивает их применение на ТЭЦ Советского Союза. Возможное уменьшение потребления пара D_T не позволяет обеспе- чивать выработку необходимой электрической мощности. Требуемая при этом дополни- тельная электрическая мощность значительно ус- ложняет и удорожает всю установку. Расхо- ды теплоты и пара на теплового потребителя связаны уравнением

$$Q_T = D_T (h_T - h_{о.к}),$$

где $h_{о.к}$ — энтальпия обратного конденсата от потребителя; предполагается полный возврат его потребителем.

Подставляя в энергетическое уравнение турбины с противодавлением (3.12) вместо D_T величину Q_T , получаем связь между элек- трической мощностью турбины N_9 и расходом теплоты на внешнего потребителя Q_T :

$$N_9 = \frac{Q_T (h_0 - h_T) \eta_m \eta_r}{3600 (h_T - h_{о.к})} 10^6,$$

где Q_T измеряется в ГДж/ч. Из этого соот- ношения определяется важный энергетиче- ский показатель — удельная выработка элек-

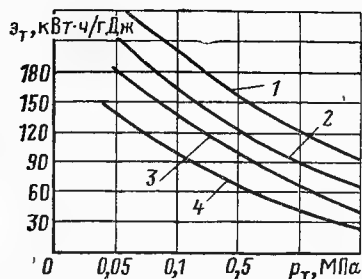


Рис. 3.3. Зависимость удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении z_T от параметров пара:

p_T — давление регулируемого отбора пара на отпуск теплоты внешнему потребителю; p_0, t_0 — начальные параметры пара; 1 — $p_0=23,53$ МПа; $t_0=540/540$ °С; 2 — $p_0=12,75$ МПа, $t_0=565$ °С; 3 — $p_0=9$ МПа, $t_0=530$ °С; 4 — $p_0=3,8$ МПа, $t_0=440$ °С

троэнергии на тепловом потреблении, кВт·ч/ГДж:

$$z_T = \frac{N_z}{Q_T} = \frac{h_0 - h_T}{h_T - h_{0.к}} \eta_m \eta_T. \quad (3.13)$$

Этот показатель характеризует отношение теплоперепада пара в турбине к теплоте, отдаваемой отработавшим паром внешнему потребителю.

В зависимости от начальных и конечных параметров пара $z_T=50 \div 100$ кВт·ч/ГДж. Этот показатель применим и для потока пара отбора в турбине с отбором и конденсацией (рис. 3.3).

3.3. Сопоставление расходов теплоты и КПД по производству электроэнергии, теплофикационным и конденсационным путем

Часовой расход теплоты на теплофикационную турбоустановку типа КО без промежуточного перегрева пара при конденсационном режиме равен:

$$Q_{\text{ту}}^{(к)} = Q_{0(к)} = D_{0(к)} (h_0 - h_{п.в}).$$

Полный часовой расход теплоты на теплофикационную турбоустановку с конденсацией и отбором пара

$$Q_{\text{ту}} = D_0 (h_0 - h_{п.в}) = D_{0(к)} (h_0 - h_{п.в}) + y_T D_T (h_0 - h_{п.в}). \quad (3.14)$$

Подставив $D_T = Q_T / (h_T - h_{0.к})$, получим

$$Q_{\text{ту}} = Q_T^{(к)} + \xi_T Q_T, \quad (3.15)$$

где $\xi_T = y_T \frac{h_0 - h_{п.в}}{h_T - h_{0.к}}$ — коэффициент ценности теплоты пара отбора, близкий по значению коэффициенту недовыработки y_T и изменяющийся также в пределах от 1 для свежего пара до 0 для пара на выходе из турбины (перед конденсатором). Коэффициент ξ_T характеризует потенциал работоспособности па-

ра отбора, а также определяет относительное увеличение полного расхода теплоты на турбоустановку на единицу количества отпускаемой теплоты по сравнению с конденсационным расходом $Q_T^{(к)}$:

$$\xi_T = (Q_{\text{ту}} - Q_T^{(к)}) / Q_T,$$

или

$$\xi_T = \partial Q_{\text{ту}} / \partial Q_T.$$

В соответствии с физическим методом рас-пределения расхода теплоты между электрической и тепловой энергией расход теплоты на производство электроэнергии равен

$$Q_{\text{ту}}^z = Q_{\text{ту}} - Q_T = Q_{\text{ту}}^{(к)} - (1 - \xi_T) Q_T. \quad (3.16)$$

С увеличением отпуска теплоты Q_T полный расход теплоты $Q_{\text{ту}}$ возрастает, а расход теплоты на производство электроэнергии уменьшается, что обусловливается уменьшением потери теплоты в конденсаторе турбины. Это вытекает непосредственно из сопоставления уравнений общего баланса теплоты турбин типов КО и К:

$$Q_{\text{ту}}^z = 3600 N_i + Q_K;$$

$$Q_{\text{ту}}^k = 3600 N_i + Q_K^{(к)}.$$

Разность $\Delta Q_{\text{ту}} = Q_{\text{ту}}^{(к)} - Q_{\text{ту}}^z = Q_K^{(к)} - Q_K = \Delta Q_K$, т. е. разность расходов теплоты на производство электроэнергии в конденсационной и теплофикационной турбоустановках равна уменьшению потери теплоты в конденсаторе турбины (в холодном источнике):

$$\begin{aligned} \Delta Q_{\text{ту}} &= \Delta Q_K = \Delta D_K (h_K - h_K') = \\ &= (1 - y_T) D_T q_K, \end{aligned} \quad (3.17)$$

где $q_K = h_K - h_K'$.

Значение $\Delta Q_{\text{ту}} = \Delta Q_K$ тем больше, чем больше отбор пара D_T и чем меньше коэффициенты y_T и ξ_T , т. е. чем больше выработка электроэнергии паром отбора.

Для турбин с противодавлением $Q_K = 0$ и КПД по производству электроэнергии

$$\eta_{\text{ту}}^z = \frac{3600 N_z}{Q_{\text{ту}}} = \frac{3600 N_i \eta_m \eta_T}{3600 N_i} = \eta_m \eta_T. \quad (3.18)$$

Для идеального турбоагрегата без потерь механических и электрических $\eta_{\text{ту}}^z = 1$. Было

бы неверно заключить из этого, что энергетическая эффективность такой турбоустановки не зависит от начальных и конечных параметров пара и внутреннего относительного КПД турбины. Повышение начальных и понижение конечных параметров пара, повышение внутреннего относительного КПД турбины с противодавлением (а также потоков

пара в отборах в турбине КО) энергетически всегда выгодно, так как при этом возрастает внутренняя электрическая мощность теплофикационной турбины и соответственно должна быть уменьшена мощность, вырабатываемая конденсационным путем в турбоагрегатах энергетической системы. Иначе говоря, эффективность турбоагрегата с противодавлением следует рассматривать не изолированно, а совместно с конденсационными агрегатами энергосистемы.

Сравнение КПД по производству электроэнергии теплофикационной и конденсационной турбоустановками целесообразно выполнять, пользуясь методом энергетических коэффициентов.

КПД по производству электроэнергии турбоустановкой типа КО

$$\eta_{\text{ту}}^{\text{э}} = \frac{N_{\text{к}} + N_{\text{т}}}{Q_{\text{ту}}^{(\text{к})} + N_{\text{т}}} = \frac{N_{\text{к}}}{Q_{\text{ту}}^{(\text{к})}} \frac{1 + N_{\text{т}}/N_{\text{к}}}{1 + N_{\text{т}}/Q_{\text{ту}}^{(\text{к})}}.$$

Здесь принято $\eta_{\text{м}}\eta_{\text{т}}=1$, т. е. внутренняя мощность турбины $N_{\text{т}}=N_{\text{к}}+N_{\text{т}}$; $Q_{\text{ту}}^{(\text{к})}$ — расход теплоты на конденсационный поток пара $D_{\text{к}}$.

Из последнего уравнения следует:

$$\eta_{\text{ту}}^{\text{э}} = \eta_{\text{ту}}^{(\text{к})} \frac{1 + A_{\text{т}}}{1 + A_{\text{т}}\eta_{\text{ту}}^{(\text{к})}}. \quad (3.19)$$

Здесь $\eta_{\text{ту}}^{(\text{к})} = N_{\text{к}}/Q_{\text{ту}}^{(\text{к})}$ — КПД конденсационной турбоустановки при расходе на нее теплоты $Q_{\text{ту}}^{(\text{к})} = D_{\text{к}}(h_0 - h_{\text{к}}')$; $D_{\text{к}}$ — расход сквозного конденсационного потока пара в турбине; $A_{\text{т}} = N_{\text{т}}/N_{\text{к}}$ — энергетический коэффициент пара отбора, равный соотношению мощностей пара отбора и конденсационного потока.

Очевидно, что

$$\frac{\eta_{\text{ту}}^{\text{э}}}{\eta_{\text{ту}}^{(\text{к})}} = \frac{1 + A_{\text{т}}}{1 + A_{\text{т}}\eta_{\text{ту}}^{(\text{к})}} > 1, \quad (3.20)$$

т. е. КПД по производству электрической энергии выше КПД конденсационного потока, что обуславливается выработкой электроэнергии на тепловом потреблении, уменьшением потери теплоты в конденсаторе турбины.

Относительное повышение КПД теплофикационной турбоустановки по производству электроэнергии по сравнению с КПД конденсационной турбоустановки равно:

$$\delta\eta_{\text{ту}}^{\text{э}} = \frac{\eta_{\text{ту}}^{\text{э}} - \eta_{\text{ту}}^{(\text{к})}}{\eta_{\text{ту}}^{(\text{к})}} = \frac{\eta_{\text{ту}}^{\text{э}}}{\eta_{\text{ту}}^{(\text{к})}} - 1 = \frac{1 - \eta_{\text{ту}}^{(\text{к})}}{1/A_{\text{т}} + \eta_{\text{ту}}^{(\text{к})}}. \quad (3.21)$$

Очевидно, при любом отборе пара $\delta\eta_{\text{ту}}^{\text{э}} > 0$. Например, если $N_{\text{т}}=N_{\text{к}}$ и $A_{\text{т}}=1$, а также

$\eta_{\text{ту}}^{(\text{к})}=0,50$, то $\delta\eta_{\text{ту}}^{\text{э}}=0,33$. При больших значениях $A_{\text{т}}$ относительное повышение КПД еще больше.

3.4. Тепловая экономичность и расход топлива на ТЭЦ

Энергетическая эффективность и тепловая экономичность процессов производства (и отпуска) электрической энергии и теплоты в отдельности характеризуются КПД ТЭЦ:

$$\eta_{\text{с}}^{\text{э}} = 3600N_{\text{э}}/Q_{\text{с}}^{\text{э}}; \quad (3.22)$$

$$\eta_{\text{с}}^{\text{т}} = Q_{\text{т}}^{\text{э}}/Q_{\text{с}}^{\text{т}}. \quad (3.22\text{а})$$

Общую тепловую экономичность процесса совместного производства обоих видов энергии можно характеризовать полным КПД ТЭЦ:

$$\eta_{\text{с}}^{\text{э.т}} = (3600N_{\text{э}} + Q_{\text{т}}^{\text{э}})/Q_{\text{с}}.$$

Для теплофикационной турбоустановки соответственно получим:

$$\eta_{\text{ту}}^{\text{э.т}} = (3600N_{\text{э}} + Q_{\text{т}}^{\text{э}})/Q_{\text{ту}}.$$

Считая полезно произведенной на ТЭЦ только электроэнергию, получаем абсолютный электрический КПД для турбоустановки:

$$\eta_{\text{ту}}^{\text{а}} = 3600N_{\text{э}}/Q_{\text{ту}}. \quad (3.23)$$

Приняв $\eta_{\text{ту}}^{\text{э}}=\eta_{\text{т}}=1$ и обозначив долю теплоты, затрачиваемой в турбоустановке на внешнего потребителя,

$$\beta_{\text{т}} = Q_{\text{т}}/Q_{\text{ту}}; \quad (3.24)$$

$$1 - \beta_{\text{т}} = Q_{\text{э}}^{\text{э}}/Q_{\text{ту}}, \quad (3.24\text{а})$$

найдем соотношение между приведенными выше КПД теплофикационной турбины в виде

$$\eta_{\text{ту}}^{\text{э.т}} = (3600N_{\text{э}} + Q_{\text{т}}^{\text{э}})/Q_{\text{ту}} = \eta_{\text{ту}}^{\text{а}} + \beta_{\text{т}}$$

и

$$\eta_{\text{ту}}^{\text{э}} = \frac{3600N_{\text{э}}}{Q_{\text{ту}}} = \frac{3600N_{\text{э}}}{Q_{\text{ту}}(1 - \beta_{\text{т}})} = \frac{\eta_{\text{ту}}^{\text{а}}}{1 - \beta_{\text{т}}}.$$

Отсюда общее соотношение между этими тремя КПД имеет вид

$$\eta_{\text{ту}}^{\text{а}} = (1 - \beta_{\text{т}}) \eta_{\text{ту}}^{\text{э.т}} = \eta_{\text{ту}}^{\text{э.т}} - \beta_{\text{т}}. \quad (3.25)$$

Если известны $\beta_{\text{т}}$ и один из КПД, остальные два можно определить по (3.25).

На рис. 3.4 показано изменение $\eta_{\text{ту}}^{\text{а}}$ и $\eta_{\text{ту}}^{\text{э.т}}$ в зависимости от доли отбора пара $\alpha_{\text{т}} = D_{\text{т}}/D_0$ турбины типа КО (принято $\eta_{\text{м}} = \eta_{\text{г}} = \eta_{\text{т}} = 1$). Турбина типа КО, являясь общим типом турбин, при $\alpha_{\text{т}}=0$ превращается в турбину типа К, а при $\alpha_{\text{т}}=1$ — в турбину с противодавлением Р.

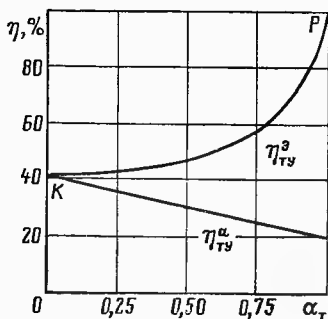


Рис. 3.4. Зависимость внутренних КПД теплофикационной турбоустановки (по производству электроэнергии $\eta_{ту}^э$ и абсолютного $\eta_{ту}^а$) от доли отбора пара α_t : K — конденсационный режим работы; P — режим работы с противодавлением

При конденсационном режиме оба КПД совпадают (точка K на рис. 3.4), при работе с противодавлением КПД $\eta_{ту}^э = \eta_{ту}^а = 1$.

КПД $\eta_{ту}^э$ возрастает примерно линейно с увеличением α_t . КПД $\eta_{ту}^а$ возрастает сначала медленно, затем все быстрее, достигая значения КПД $\eta_{ту}^э$ при $\alpha_t = 1$ (точка P).

КПД $\eta_{ту}^а$ непрерывно снижается с увеличением α_t от значения КПД турбоустановки типа K до меньшего значения этого КПД для турбоустановки типа P . Следовательно, абсолютный КПД турбоустановки не характеризует эффективность комбинированного производства электрической энергии и теплоты и не должен использоваться для этой цели.

Общий расход теплоты и топлива на ТЭЦ распределяется между электрической и тепловой энергией аналогично распределению расхода теплоты на турбоустановку, т. е. посредством коэффициента $\beta_t = Q_t / Q_{ту}$. Получаем:

$$Q_{с^т} = \beta_t Q_{с^э}; \quad (3.26)$$

$$Q_{с^э} = (1 - \beta_t) Q_{с^э}. \quad (3.26a)$$

Аналогично

$$B_t = \beta_t B; \quad (3.27)$$

$$B_{э} = (1 - \beta_t) B, \quad (3.27a)$$

где $B_t + B_{э} = B$ — общий расход топлива на ТЭЦ.

Расходы топлива связаны с КПД следующими соотношениями:

$$B_{э} Q_{н^э} \eta_{с^э} = 3600 N_{э};$$

$$B_t Q_{н^т} \eta_{с^т} = Q_{т^о}.$$

Общий расход топлива на ТЭЦ можно определить из уравнения теплового баланса парового котла:

$$B Q_{н^п} \eta_{п.к} = Q_{п.к} = D_{п.к} (h_{пе} - h_{п.в})$$

(при отсутствии промежуточного перегрева).

Из уравнения часового энергетического баланса можно определить удельный расход условного топлива с теплотой сгорания 29,308 кДж/г на единицу производимой электрической энергии, г/(кВт·ч):

$$b_{э} = \frac{B_{э}}{N_{э}} = \frac{3600}{Q_{н.у}^э \eta_{с^э}} = \frac{3600}{29,308 \eta_{с^э}} = \frac{122,8}{\eta_{с^э}} \approx \frac{123}{\eta_{с^э}}. \quad (3.28)$$

Наименьшее значение КПД ТЭЦ по производству электроэнергии соответствует ее конденсационному режиму, для которого, например, $\eta_{с^э} \approx 0,34$, и тогда $b_{э} \approx 360$ г/(кВт·ч). Наиболее высокое значение КПД имеет ТЭЦ при работе турбин с противодавлением без потерь теплоты в конденсаторе. При этом

$$\eta_{с^э} = \eta_{ту}^э \eta_{тр} \eta_{п.к} = \eta_m \eta_t \eta_{тр} \eta_{п.к}.$$

Например, при $\eta_{с^э} = 0,985 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,90 = 0,855$ получим $b_{э} = 144$ г/(кВт·ч).

Коэффициент полезного действия и удельный расход теплоты на производство электроэнергии на ТЭЦ $q_{с^э}$, кДж/(кВт·ч), связаны соотношением

$$\eta_{с^э} = 3600 N_{э} / Q_{с^э} = 3600 / q_{с^э}; \quad (3.29)$$

если $\eta_{с^э} = 0,40 \div 0,50$, то $q_{с^э} = 9000 \div 7200$ кДж/(кВт·ч). При использовании КПД нетто $\eta_{с^э.н}$ определяются соответствующие показатели $b_{э.н}$ и $q_{с^э.н}$ ТЭЦ.

Удельный расход условного топлива на единицу теплоты, отпущенной для внешнего потребителя, кг/ГДж, определяют из уравнения

$$b_t = \frac{B_t}{Q_{т^о}} = \frac{1}{Q_{н.у}^т \eta_{с^т}} = \frac{10^8}{29,308 \eta_{с^т}} = \frac{34,121}{\eta_{с^т}}. \quad (3.30)$$

При $\eta_{с^т} = \eta_{ту}^т \eta_{тр} \eta_{п.к} = 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,90 = 0,873$ получим: $b_t = 39,08$ кг/ГДж.

При дополнительном отпуске теплоты пиковыми водогрейными котлами учитывают также расход топлива на них (см. § 8.8).

Вопросы распределения расходов электроэнергии на собственные нужды между вырабатываемой на ТЭЦ электроэнергией и теплотой рассмотрены в § 11.4 и 19.3.

3.5. Сравнение комбинированного и раздельного производства электрической и тепловой энергии

Комбинированное производство электрической и тепловой энергии обеспечивает уменьшение расхода топлива. Однако при малой годовой продолжительности теплового потребления и дешевом топливе экономичным

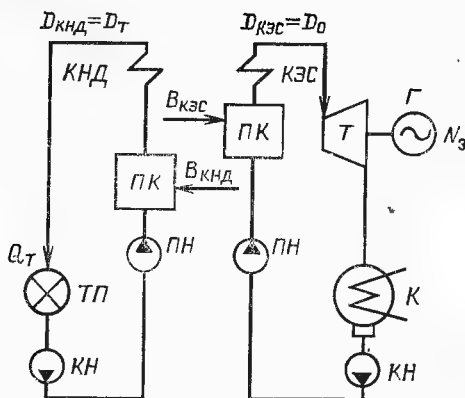


Рис. 3.5. Тепловая схема простейшей раздельной установки (РУ):

КНД — котельная низкого давления; КЭС — конденсационная электростанция; ТП — тепловой потребитель; Г — электрогенератор

может быть раздельное производство электрической энергии и теплоты. При этом электрическая энергия вырабатывается конденсационным путем, а теплота отпускается из котельной низкого давления (в виде исключения — с редуцированным паром из энергетических котлов). Энергетическая установка, состоящая в этом случае из КЭС и котельной низкого давления (КНД), называется раздельной (РУ) (рис. 3.5).

Сравним тепловую экономичность ТЭЦ и РУ. Обязательным условием сравнения таких установок является их энергетическая сопоставимость, т. е. равный отпуск каждого вида энергии. Сравнение проводим в первом приближении по расходам пара, затем — по расходам теплоты и топлива.

Общий расход пара на РУ

$$D_{РУ} = D_{КЭС} + D_{КНД} = D_{КЭС} + D_T,$$

на ТЭЦ

$$D_0 = D_{0(к)} + y_T D_T.$$

Здесь $D_{КЭС}$ и $D_{0(к)}$ — расходы пара на конденсационную выработку одинаковой электрической мощности $N_э$ на КЭС и ТЭЦ: $D_{0(к)} \approx D_{КЭС}$, откуда

$$\Delta D = D_{РУ} - D_0 = (1 - y_T) D_T,$$

т. е. уменьшение расхода пара на ТЭЦ по сравнению с расходом на РУ равно снижению пропуска пара в конденсатор теплофикационной турбины КО по сравнению с пропуском пара через турбину К.

Общий расход теплоты топлива составляет:

на РУ

$$Q_{РУ} = Q_{КЭС} + Q_{КНД} = Q_{КЭС} + Q_T^*,$$

на ТЭЦ

$$Q_c = Q_c^* + \xi_T Q_c^*.$$

Принимая $Q_c^* = Q_{КЭС}$, получаем

$$\Delta Q = Q_{РУ} - Q_c = (1 - \xi_T) Q_c^*,$$

где ξ_T — коэффициент ценности теплоты, затрачиваемой на внешнего потребителя на ТЭЦ.

Сравнение расходов топлива на ТЭЦ и РУ — один из основных элементов общего их технико-экономического сопоставления.

Общий расход топлива:

на РУ

$$B_{РУ} = B_{КЭС} + B_{КНД},$$

на ТЭЦ

$$B = B_э + B_T.$$

Общая электрическая мощность $N_э$ на ТЭЦ составляется из мощностей N_T , вырабатываемой паром отбора, и N_K , вырабатываемой конденсационным потоком. Мощность N_T производится с удельным расходом условного топлива $b_э^p$ (как в турбине с противодавлением), мощность N_K — с $b_э^k \approx b_{КЭС}$.

Разделим общую мощность $N_э$ на КЭС также на две составляющие мощности N_K и N_T , полученные с одинаковым удельным расходом условного топлива $b_{КЭС}$. Тогда написанные выше выражения для расходов топлива примут вид

$$B_{РУ} = b_{КЭС} (N_K + N_T) + B_{КНД};$$

$$B = (b_э^p N_T + b_э^k N_K) + B_c^*.$$

Имея в виду, что $b_э^k \approx b_{КЭС}$, и принимая $B_c^* \approx B_{КНД}$, получаем:

$$\Delta B = B_{РУ} - B \approx (b_{КЭС} - b_э^p) N_T. \quad (3.31)$$

Это важное соотношение позволяет определить экономию топлива благодаря комбинированному производству электрической и тепловой энергии на ТЭЦ, т. е. благодаря теплофикации.

Приняв $b_{КЭС} = 0,30$ кг/(кВт·ч) и $b_э^p = 0,15$ кг/(кВт·ч), получим $\Delta B = 0,15 N_T$, кг/ч. Для теплофикационной мощности $N_T = 1$ млн. кВт экономия условного топлива составит $\Delta B = 150$ т/ч, или около 500 тыс. т в год. В Советском Союзе теплофикация обеспечивает ежегодную экономию условного топлива около 25 млн. т.

Заменяя в (3.31) $N_T = \varepsilon_T Q_T$, где ε_T — удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении Q_T , получаем удельную экономию условного топлива, кг/ГДж:

$$\Delta b = \Delta B / Q_T = (b_{КЭС} - b_э^p) \varepsilon_T, \quad (3.32)$$

или

$$\Delta b \approx 0,15 \varepsilon_T.$$

Принимая $\varepsilon_T = 50 \div 150$ кВт·ч/ГДж, получаем $\Delta b = 7,5 \div 22,5$ кг/ГДж, в среднем $\Delta b = 15$ кг/ГДж.

При отпуске теплоты $Q_T = 1$ млн. ГДж экономия условного топлива благодаря теплофикации ΔB составляет примерно 15 тыс. т.

Формула (3.32) наглядно показывает зависимость эффективности теплофикации от энергетического совершенства выработки электроэнергии на тепловом потреблении, т. е. от параметров пара и КПД турбины и ТЭЦ.

3.6. Использование отработавшей теплоты турбин в котельной установке

Предварительная подсушка топлива. В отдельных случаях на электростанциях применяют предварительную подсушку твердого топлива для снижения его влажности, улучшения условий его сжигания в топках паровых котлов и для повышения их экономичности. После удаления внешней влаги улучшается сыпучесть угля, хранение и транспорт подсушенного топлива становятся надежнее, улучшается работа мельничных систем и увеличивается их производительность.

В замкнутых системах пылеприготовления с молотковыми мельницами или мелющими вентиляторами, используемых в современных паровых котлах, подсушка и размола топлива осуществляются одновременно. Угольная пыль и сушильный агент (горячий воздух, топочные газы) подаются в топочную камеру котлов.

На некоторых электростанциях, использующих как высоковлажное топливо (бурый уголь, лигниты), так и каменный уголь умеренной влажности, применяют *разомкнутую систему пылеприготовления*. Благодаря более низкой температуре смеси сушильного агента и водяных паров (90—100 °С) по сравнению с температурой уходящих газов парового котла (120—140 °С) общая потеря с физической теплотой сбрасываемых в атмосферу газов и паров уменьшается. КПД парового котла при этом существенно возрастает за счет снижения потерь теплоты с уходящими газами и от недожога топлива. Снижаются расходы электроэнергии на тягу и дутье, на пылеприготовление.

Более широкое применение получил вариант разомкнутой системы пылеприготовления с паровой сушкой топлива в паровых трубчатых сушилках. На некоторых электростанциях в СССР (схема ВТИ) и за рубежом такая система успешно эксплуатируется с использованием отборного пара турбоустановок. Возможна разомкнутая схема подсушки влажных топлив в мельницах уходящими газами паровых котлов с присадкой к ним горячих газов из конвективной шахты котла. Такая схема (разработанная ЦКТИ) также

высокоэкономична и может найти применение на крупных энергоблоках.

При предварительной паровой подсушке угля паровые сушилки, углеразмольные мельницы (УМ) и их вспомогательное оборудование образуют общую сушильно-размольную систему в виде отдельной установки, называемой *центральной пылезаводом* (ЦПЗ). Установка ЦПЗ на ТЭС приводит к возрастанию капиталовложений в электростанцию. Индивидуальная разомкнутая система пылеприготовления с газовой предварительной подсушкой топлива перед углеразмольными мельницами (УМ) также увеличивает удельные капиталовложения в ТЭС.

Принципиальная схема электростанции (энергоблока) с разомкнутой предварительной подсушкой топлива приведена на рис. 3.6. В соответствии с этой схемой, кроме КПД турбинной установки, транспорта теплоты и парового котла, нужно учитывать еще КПД сушильно-размольной системы (ЦПЗ или УМ), который в общем виде можно выразить так:

$$\eta_{п.т} = \frac{Q_{п.т}}{Q_{с.т} + Q_{т.п}}. \quad (3.33)$$

Потери теплоты в сушильно-размольной системе в виде потерь с физической теплотой воздуха и выделенных при подсушке топлива водяных паров, из-за уноса частичек пыли в атмосферу и рассеяния теплоты в окру-

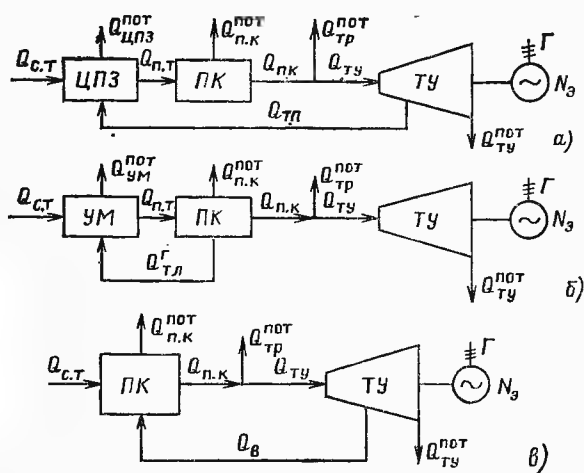


Рис. 3.6. Принципиальная схема электростанции:

а — с паровой сушкой топлива на ЦПЗ; б — с индивидуальной газовой сушкой топлива в углеразмольных мельницах (УМ); в — с предварительным подогревом котельного воздуха; $Q_{с.т}$, $Q_{п.т}$, $Q_{т.п}$, $Q_{п.к}$ — расходы теплоты отработавшего пара и отбираемых газов на подсушку топлива или подогрев котельного воздуха; $Q_{п.к.т}$ — расход теплоты подсушенного топлива (угольной пыли) на паровый котел; $Q_{с.т}$ — теплота сырого топлива; $Q_{п.к}$ — полезная тепловая нагрузка парового котла; $Q_{т.к}$ — полный расход теплоты на турбоустановку; $Q_{ц.п.т}$, $Q_{у.п.т}$, $Q_{п.к.т}$, $Q_{т.у}$ — потери теплоты соответственно в центральном пылезаводе, в паровом котле, при транспорте теплоты, в турбоустановке, в углеразмольных мельницах.

жающую среду оцениваются в размере 1—4%, т. е. $\eta_{п.т.} = 0,96 \div 0,99$.

При паровой сушке топлива (рис. 3.6,а) отработавшим паром турбин КПД электростанции (энергоблока)

$$\eta_c = \frac{3600N_э}{Q_{с.т.}} = \frac{3600N_э}{Q_{ту}} \frac{Q_{п.к}}{Q_{п.т.}} \frac{Q_{п.т.}}{Q_{с.т.}} = \eta_{ту}^э \eta_{тр} \eta_{п.к} \frac{Q_{п.т.}}{Q_{с.т.}}.$$

Введем обозначение доли теплоты, отпускаемой турбоустановкой с паром на подсушку топлива:

$$\beta_{тл} = Q_{п.т.}/Q_{ту}.$$

Преобразуем отношение $Q_{п.т.}/Q_{с.т.}$ с использованием (3.33):

$$\frac{Q_{п.т.}}{Q_{с.т.}} = \frac{\eta_{п.т.}(Q_{с.т.} + Q_{п.т.})}{Q_{с.т.}} = \eta_{п.т.} \left(1 + \frac{Q_{п.т.}}{Q_{с.т.}} \right) = \eta_{п.т.} \left(1 + \frac{Q_{п.т.}}{Q_{ту}} \frac{Q_{ту}}{Q_{с.т.}} \frac{3600N_э}{3600N_э} \right) = \eta_{п.т.} \left(1 + \beta_{тл} \frac{\eta_{с.т.}}{\eta_{ту}^a} \right).$$

После подстановки получаем:

$$\eta_c = \frac{\eta_{ту}^a \eta_{тр} \eta_{п.к} \eta_{п.т.}}{1 - \beta_{тл} \eta_{тр} \eta_{п.к} \eta_{п.т.}}. \quad (3.34)$$

Таким образом, КПД электростанции (энергоблока) является функцией КПД отдельных элементов схемы, а кроме того, — доли отпуска теплоты с отработавшим паром из турбинной установки для подсушки топлива $\beta_{тл}$. Если $\beta_{тл} = 0$ и отсутствует предварительная подсушка топлива ($\eta_{п.т.} = 1$), получаем обычное выражение для КПД электростанции $\eta_c = \eta_{ту}^a \eta_{тр} \eta_{п.к}$.

Абсолютный электрический КПД турбоустановки $\eta_{ту}^a$ и КПД турбоустановки по производству электроэнергии $\eta_{ту}^э$ связаны соотношением

$$\eta_{ту}^a = (1 - \beta_{тл}) \eta_{ту}^э,$$

поэтому (3.34) принимает вид

$$\eta_c = \eta_{ту}^э \eta_{тр} \eta_{п.к} \eta_{п.т.} \frac{1 - \beta_{тл}}{1 - \beta_{тл} \eta_{тр} \eta_{п.к} \eta_{п.т.}}. \quad (3.35)$$

Из (3.34) следует, что КПД электростанции с подсушкой топлива отработавшим паром, как правило, выше абсолютного КПД ТЭЦ $\eta_c^a = \eta_{ту}^a \eta_{тр} \eta_{п.к}$, т. е.

$$\eta_c = \eta_c^a \frac{\eta_{п.т.}}{1 - \beta_{тл} \eta_{тр} \eta_{п.к} \eta_{п.т.}} > \eta_c^a,$$

но ниже КПД ТЭЦ по производству электроэнергии $\eta_c^э = \eta_{ту}^э \eta_{тр} \eta_{п.к}$:

$$\eta_c = \eta_c^э \eta_{п.т.} \frac{1 - \beta_{тл}}{1 - \beta_{тл} \eta_{тр} \eta_{п.к} \eta_{п.т.}} < \eta_c^э.$$

Произведение $\eta_{тр} \eta_{п.к} \eta_{п.т.}$ при коэффициенте $\beta_{тл}$ в предыдущих формулах характеризует использование теплоты отработавшего пара, отводимого для подсушки топлива в технологическом контуре, включающем сушильно-размольную систему, паровой котел, трубопроводы электростанции. Величина $1/(\eta_{тр} \eta_{п.к} \eta_{п.т.})$ определяет относительную затрату теплоты в этом контуре.

Для определения коэффициента $\beta_{тл}$ нужно знать параметры и расход пара на сушку $D_{тл}$. К паровым сушилкам обычно подводят пар с давлением 0,5 МПа и температурой 250 °С. По проведенным расчетам для энергоблока 300 МВт на подмосковном буром угле $D_{тл} \approx 18$ кг/с; для энергоблока 800 МВт на ГСШ $D_{тл} \approx 10$ кг/с.

Принимая для численной иллюстрации полученных формул $\beta_{тл} = 0,05$, а также следующие значения КПД установок электростанций: $\eta_{ту}^э = 0,45$; $\eta_{ту}^a = \eta_{ту}^э (1 - \beta_{тл}) = 0,4275$; $\eta_{п.к} = 0,92$; $\eta_{тр} = 0,98$; $\eta_{п.т.} = 0,98$, по (3.35) получаем:

$$\eta_c = 0,45 \cdot 0,98 \cdot 0,92 \cdot 0,98 \frac{1 - 0,05}{1 - 0,05 \cdot 0,98 \cdot 0,92 \cdot 0,98} = 0,3952.$$

При этом

$$\eta_c^э = \eta_{ту}^э \eta_{тр} \eta_{п.к} = 0,4057;$$

$$\eta_c^a = \eta_{ту}^a \eta_{тр} \eta_{п.к} = 0,3854.$$

Следовательно, как и было показано выше, $\eta_c^a < \eta_c < \eta_c^э$.

В индивидуальных разомкнутых пылесистемах с газовой сушкой топлива в углеразмольных мельницах (рис. 3.6,б) используется смесь уходящих газов парового котла и газов, отводимых из его конвективной шахты. КПД энергоблока в этом случае определяем способом, аналогичным использованному при выводе (3.34):

$$\eta_c = \frac{3600N_э}{Q_{с.т.}} = \frac{3600N_э}{Q_{ту}} \frac{Q_{ту}}{Q_{п.к}} \frac{Q_{п.к}}{Q_{п.т.}} \frac{Q_{п.т.}}{Q_{с.т.}} = \eta_{ту}^a \eta_{тр} \eta_{п.к} \frac{Q_{п.т.}}{Q_{с.т.}}$$

Вводим обозначение доли теплоты, отводимой с газами парового котла в углеразмольные мельницы для газовой сушки топлива:

$$\beta_{тл}^r = Q_{тл}^r / Q_{п.к.}$$

КПД углеразмольной системы в общем виде

$$\eta_{п.т.} = Q_{п.т.} / (Q_{с.т.} + Q_{тл}^r).$$

Используем эти величины для преобразования отношения $Q_{п.т.}/Q_{с.т.}$:

$$\frac{Q_{п.т.}}{Q_{с.т.}} = \eta_{п.т.} \frac{Q_{с.т.} + Q_{тл}^r}{Q_{с.т.}} = \eta_{п.т.} \left(1 + \beta_{тл}^r \frac{\eta_{с.т.}}{\eta_{тр} \eta_{ту}^a} \right).$$

После подстановки получим:

$$\eta_c = \frac{\eta_{ту}^a \eta_{тр} \eta_{п.к} \eta_{п.т}}{1 - \beta_{тл}^r \eta_{п.к} \eta_{п.т}}. \quad (3.36)$$

При расчете энергоблока 500 МВт на канско-ачинском буром угле с газовой разомкнутой сушкой топлива получаем: $\beta_{тл}^r = 0,11$; $\eta_{ту}^a = 0,44$; $\eta_{тр} = 0,98$; $\eta_{п.т} = 0,96$; $\eta_{п.к} = 0,888$. Отсюда по (3.36)

$$\eta_c = \frac{0,44 \cdot 0,98 \cdot 0,888 \cdot 0,96}{1 - 0,11 \cdot 0,888 \cdot 0,96} = 0,4056.$$

Предварительный подогрев котельного воздуха. При использовании сернистого топлива (мазут, уголь) необходима защита поверхностей нагрева воздухоподогревателя (ВП) и отводящих коробов газов от коррозии (считается допустимой скорость коррозии менее 0,3 мм/год). Применение простого технического решения — рециркуляции части горячего воздуха — связано со значительным увеличением поверхности ВП и с перерасходом электроэнергии на перекачку воздуха при ухудшении КПД котла и повышении температуры уходящих газов. Поэтому в настоящее время широко применяют предварительный подогрев котельного воздуха в энергетических калориферах, составленных из отдельных секций типа СО-110 или СО-170 (по данным ВТИ, от 40 до 100 секций на паровой котел). Греющей средой является отборный пар турбоустановки с параметрами 0,4—0,5 МПа и температурой около 200 °С (рис. 3.7). Перед подачей в ВП воздух подогревают до 70—90 °С в зависимости от вида топлива, а при растопке парового котла, перед включением мазутных форсунок, повышают температуру воздуха до 110—120 °С. Современные установки для предварительного подогрева воздуха (УППВ) решают также задачи по улучшению санитарно-гигиенической обстановки для персонала и вентиляции помещений электростанций (особенно для районов с низкими температурами наружного воздуха).

КПД энергоблока с предварительным подогревом котельного воздуха определяется по формуле

$$\eta_c = \frac{3300N_s}{Q_{с.т}} = \frac{3600N_s}{Q_{ту}} \frac{Q_{ту}}{Q_{п.к}} \frac{Q_{п.к}}{Q_{с.т} + Q_v} \frac{Q_{с.т} + Q_v}{Q_{с.т}}.$$

КПД парового котла с предварительным подогревом котельного воздуха по прямому балансу

$$\eta_{п.к} = Q_{п.к} / (Q_{с.т} + Q_v). \quad (3.37)$$

Введем обозначение доли теплоты, отпускаемой турбоустановкой с паром на подогрев воздуха:

$$\beta_v = Q_v / Q_{ту}.$$

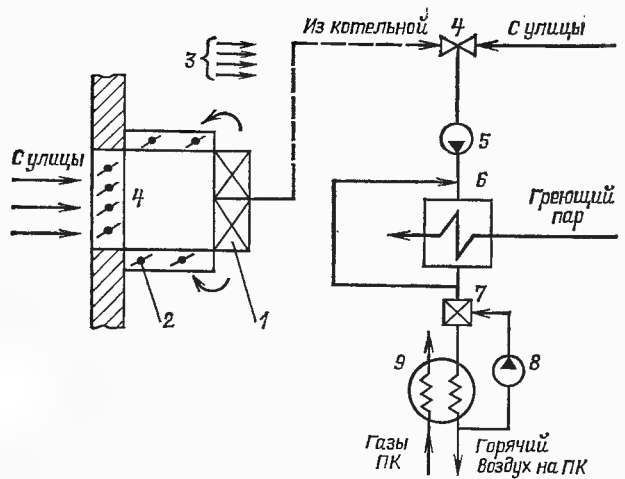


Рис. 3.7. Схема комбинированной установки предварительного подогрева котельного воздуха (по ВТИ):

1 — паровоздушные или водовоздушные аппараты I ступени подогрева воздуха; 2 — жалюзи рециркуляции воздуха; 3 — тепловогоделения оборудования; 4 — воздухозаборные устройства; 5 — дутьевой вентилятор; 6 — основные энергетические калориферы; 7 — смеситель; 8 — вентилятор рециркуляции; 9 — воздухоподогреватель парового котла

Используем выражения для $\eta_{п.к}$ и β_v и преобразуем отношение $(Q_{с.т} + Q_v) / Q_{с.т}$:

$$\frac{Q_{с.т} + Q_v}{Q_{с.т}} = 1 + \frac{Q_v}{Q_{с.т}} = 1 + \beta_v \frac{\eta_c}{\eta_{ту}^a}.$$

Отсюда

$$\eta_c = \eta_{ту}^a \eta_{тр} \eta_{п.к} \left(1 + \beta_v \frac{\eta_c}{\eta_{ту}^a} \right),$$

или

$$\eta_c = \frac{\eta_{ту}^a \eta_{тр} \eta_{п.к}}{1 - \beta_v \eta_{тр} \eta_{п.к}}. \quad (3.38)$$

Абсолютный электрический КПД связан с КПД турбинной установки по производству электроэнергии соотношением

$$\eta_{ту}^a = \eta_{ту}^э (1 - \beta_v),$$

поэтому (3.38) можно записать в виде

$$\eta_c = \eta_{ту}^э \eta_{тр} \eta_{п.к} \frac{1 - \beta_v}{1 - \beta_v \eta_{тр} \eta_{п.к}}. \quad (3.39)$$

Из (3.38) и (3.39) следует, что при использовании отработавшей теплоты турбин в котельной установке КПД электростанции выше, чем КПД КЭС, но ниже КПД ТЭЦ с внешним потреблением теплоты, т. е.

$$\eta_{КЭС} < \eta_c < \eta_{ТЭЦ}^э.$$

Предварительный подогрев котельного воздуха отборным паром турбоустановки обеспечивает не только защиту воздухоподогревателей паровых котлов от коррозии, но может дать и дополнительную экономию топлива при условии использования низкопотенциальных отборов пара. При повышенном давлении от-

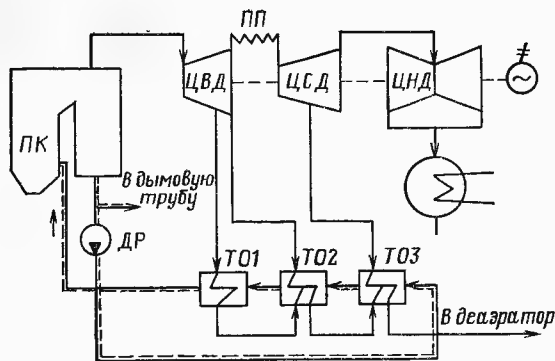


Рис. 3.8. Принципиальная тепловая схема электростанции с подогревом газов рециркуляции отборным паром турбины:

ДР — дымосос рециркуляции уходящих газов; Т01, Т02, Т03 — газопаровые теплообменники

борного пара на калориферную установку возможен перерасход условного топлива на ТЭС на 1—1,5 г/(кВт·ч).

Подогрев газов рециркуляции котлов отборным паром турбины. Рециркуляция части дымовых газов в топочные камеры паровых

котлов ТЭС применяется в СССР и за рубежом для регулирования температуры пара промежуточного перегрева, подавления оксидов азота и др. Для этой цели обычно забирают до 20—30% газов перед воздухоподогревателем, что связано с дополнительными капиталовложениями и затратами электроэнергии на привод дымососов рециркуляции. Использование схемы ВЗПИ для парового подогрева части уходящих газов котла отборным паром турбины (рис. 3.8) позволяет в значительной степени компенсировать недостатки рециркуляции за счет снижения удельного расхода топлива на электростанции. Экономия топлива происходит вследствие совершения дополнительной работы паром регенеративных отборов на единицу пропуска пара в конденсатор.

Расчеты, проведенные ВЗПИ для энергоблока 800 МВт, показали, что подогрев приблизительно 25% уходящих газов котла, отводимых на рециркуляцию, со 150 до 250 °С (по схеме ВТИ рис. 3.8) позволяет сэкономить до 7600 т топлива в год. Это окупает дополнительные затраты за срок менее 1 года.

Глава четвертая

НАЧАЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ И ПРОМЕЖУТОЧНЫЙ ПЕРЕГРЕВ ПАРА

4.1. Общие положения

Под начальными параметрами пара понимают температуру и давление пара перед турбиной и соответствующие им параметры пара на выходе из паровых котлов. Паротурбинные электростанции на органическом топливе используют перегретый пар, состояние которого определяется температурой и давлением. В свою очередь давление пара однозначно определяет температуру насыщения. Таким образом, начальные параметры пара сводятся к двум температурам: перегретого и насыщенного пара. На атомных электростанциях используется в основном насыщенный пар. На АЭС с реакторами на быстрых нейтронах работают турбинные установки на перегретом паре. Слабоперегретый пар будет использован и на паротурбинных АЭС с уран-графитовыми реакторами новых типов. При работе на насыщенном паре начальные параметры характеризуются одной величиной — давлением (или температурой) пара.

Повышение начальных параметров пара, позволяющее увеличивать КПД цикла и располагаемый теплоперепад, является одним из основных источников экономии топлива на электростанциях. Технический прогресс на паротурбинных электростанциях в значительной

мере проявлялся в повышении начальных параметров пара. Так, за прошедшие 50 лет начальное давление пара возросло с 1,5—2,0 до 23,5—24,5 МПа, т. е. в 12—16 раз, начальная температура — с 350 до 550 °С, т. е. в 1,3 раза.

Энергетическую эффективность повышения начальной температуры пара можно иллюстрировать на примере идеального цикла Карно. Действительно, КПД цикла Карно

$$\eta_t^K = \frac{T_0 - T_K}{T_0} = 1 - \frac{T_K}{T_0}, \quad (4.1)$$

где T_0 — начальная и T_K — конечная температуры цикла, К, при которых теплота подводится к рабочему телу и отводится от него.

Конечная температура пара T_K современных крупных конденсационных турбоустановок изменяется в относительно нешироких пределах, от 295 до 310 К. Если принять $T_K = 300$ К, то при $T_0 = 600$ и 800 К КПД цикла Карно η_t^K равен соответственно 0,50 и 0,625; при $T_0 = 900$ К $\eta_t^K = 0,667$. Таким образом, КПД цикла Карно сравнительно быстро возрастает с повышением начальной температуры пара.

Повышение начальной температуры пара, благоприятное также и в цикле Ренкина и в циклах, применяемых на паротурбинных ТЭС

и АЭС, практически ограничивается прочностными и технологическими свойствами металлов, надежностью их в работе, а также экономическими условиями, их удорожанием с повышением температуры, в особенности при переходе от одного класса стали к другому, более совершенному. Так, до температур 725 К возможно применение углеродистых сталей; до температуры 825 К — слаболегированных сталей перлитного класса; до температур 870 и 900 К — соответственно сталей ферритно-мартенситного и аустенитного классов. Переход от каждого из этих классов стали к следующему более жаропрочному и жаростойкому сопровождается значительным повышением их стоимости — в 2—5 раз.

Необходимость перехода к другому классу стали зависит также от давления пара.

Повышение начального давления пара, как правило, способствует повышению КПД цикла водяного пара. Исключение составляет околокритическая область состояний пара, в которой может наблюдаться обратная зависимость — снижение КПД с ростом давления как насыщенного, так и перегретого пара при данной его температуре.

Термодинамически наиболее эффективно одновременное повышение начальной температуры и начального давления пара.

Если исходить из прочностных свойств металла, то при заданном классе (и марке) стали с повышением начальной температуры приходится снижать начальное давление пара, чтобы обеспечить необходимый уровень надежности оборудования. Такие парные значения начальной температуры и давления, например t_0^I, p_0^I и t_0^{II}, p_0^{II} , соответствующие одинаковой прочности оборудования, причем $t_0^I > t_0^{II}$, а $p_0^I < p_0^{II}$, можно назвать *равнопрочными* начальными параметрами пара.

Повышение начального давления пара (при данной температуре) позволяет наряду с возможным улучшением тепловой экономичности электростанции увеличить мощность оборудования при допустимых его размерах (габаритах). Увеличение плотности пара с повышением его давления позволяет существенно увеличить массовый его расход и совершаемую им работу в проточной части турбины, размеры которой ограничиваются конструктивными условиями.

Промежуточный перегрев пара позволяет осуществить дополнительный подвод теплоты к рабочему телу (водяному пару) и повысить его работоспособность. Тем самым частично компенсируется ограничение начальной температуры свежего пара по указанным выше причинам и повышается КПД цикла. Применение промежуточного перегрева пара на конденсационных паротурбинных установках спо-

собствует также снижению конечной влажности в последних ступенях турбины, повышению надежности и экономичности их работы.

Обычно применяется одноступенчатый промежуточный перегрев пара. Для особенно крупных энергоблоков при дорогом используемом топливе возможно применение двухступенчатого промежуточного перегрева пара. Такая схема применена на некоторых крупных энергоблоках в США.

Наиболее крупные теплофикационные турбоустановки также можно выполнять с промежуточным перегревом пара. Так, в СССР серийно изготавливают теплофикационные турбины типа Т-250-240 с промежуточным перегревом пара.

4.2. Зависимость тепловой экономичности конденсационных турбоустановок от начальных параметров пара

Установим зависимость КПД цикла Ренкина от начальных параметров пара. Рассмотрим сначала цикл *сухого насыщенного пара*, применяемый в настоящее время на АЭС. Коэффициент полезного действия цикла (брутто):

$$\eta_t = H_a / Q_0, \quad (4.2)$$

где $H_a = h_0 - h_{k.a}$ — располагаемый теплоспад пара (в обратимом адиабатном процессе), кДж/кг; h_0 и $h_{k.a}$ — соответственно энтальпия пара перед турбиной и отработавшего пара после изэнтропного расширения его в турбине; в данном случае $h_0 = h''$, кДж/кг; $Q_0 = h_0 - h'_k$ — теплота, затрачиваемая в цикле; h'_k — энтальпия конденсата на выходе из турбоустановки (равная в данном случае энтальпии питательной воды $h_{п.в.}$ паровых котлов), зависящая от давления в конденсаторе турбины p_k . Из h, S -диаграммы рабочего процесса пара в турбине видно, что по мере повышения начального давления пара теплоспад H_a сперва возрастает, достигает максимального значения, затем уменьшается (рис. 4.1). Теплоспад H_a достигает максимума в точке, в которой касательная к пограничной кривой параллельна конечной изотерме (она же изобара) $t_k = \text{const}$ ($p_k = \text{const}$).

Расход теплоты Q_0 также достигает максимума в точке, для которой начальное давление $p_0 \approx 3,0$ МПа, а $h_0 = h'' \approx 2804$ кДж/кг. Точка пограничной кривой, отвечающая максимуму теплоспада H_a , в h, S -диаграмме находится левее точки максимума энтальпии сухого насыщенного пара $h_0 = h''$, соответствующая более высокому начальному давлению пара и меньшему значению энтропии S .

Максимум КПД η_t не совпадает с максимумом теплоспада H_a : близ максимума

H_a с дальнейшим повышением давления теплоперепад H_a уменьшается сравнительно медленно, а расход теплоты Q_0 , прошедший максимум при более низком давлении, уменьшается относительно быстрее. Таким образом, при небольшом уменьшении числителя H_a

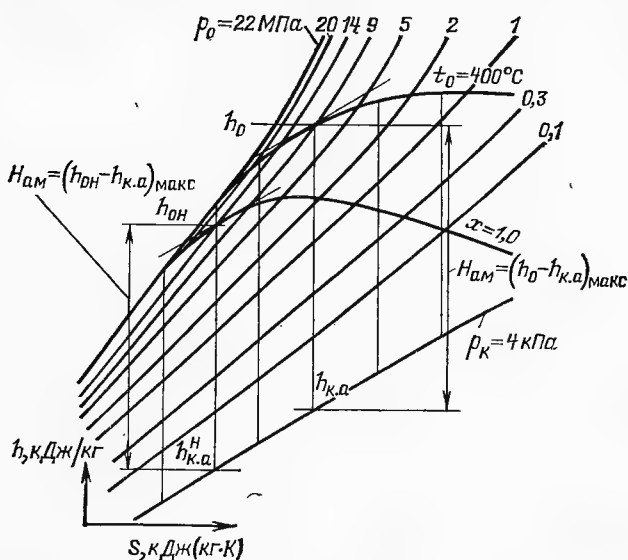


Рис. 4.1. Процесс в h, S -диаграмме работы в турбине пара различных начальных параметров

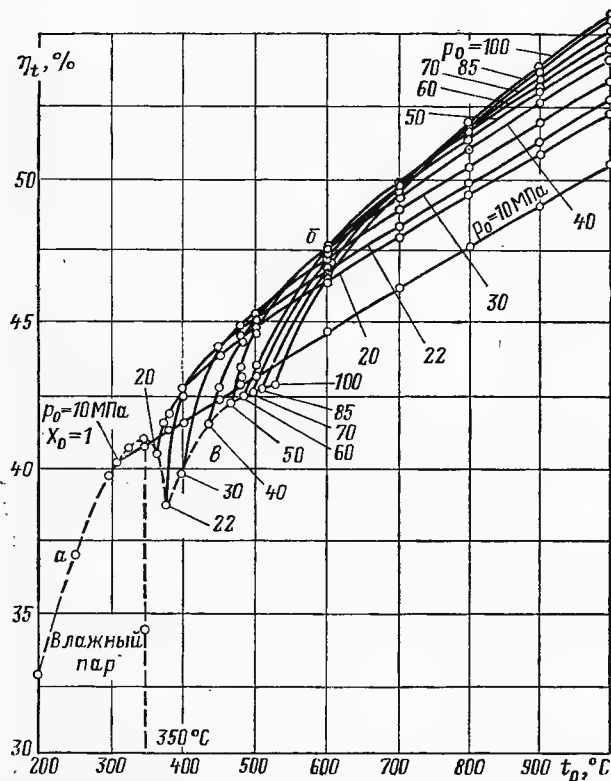


Рис. 4.2. Зависимость КПД теоретических циклов от начальной температуры пара:

a — сухой насыщенный пар; $б$ — перегретый пар; $в$ — линия условного фазового перехода в сверхкритической области

знаменатель Q_0 уменьшается быстрее, т. е. КПД η_t должен еще возрастать. В дальнейшем теплоперепад H_a будет снижаться быстрее, чем начальная энтальпия h_0 , и КПД, пройдя через свое максимальное значение, будет уменьшаться. Условие максимума КПД нетрудно установить обычным образом, приравняв нулю производную КПД, например, по энтропии:

$$\partial \eta_t / \partial S = (Q_0 \partial H_a / \partial S - H_a \partial Q_0 / \partial S) / Q_0^2 = 0.$$

Отсюда вытекает соотношение между величинами H_a и Q_0 в точке максимума КПД η_t , а именно

$$dH_a / H_a = dQ_0 / Q_0, \quad (4.3)$$

или, так как $Q_0 = h_0 - h'_k$ и $h'_k = f(p_k) = \text{const}$,

$$dH_a / H_a = dh_0 / Q_0. \quad (4.4)$$

Таким образом, условием максимума КПД η_t является равенство относительных изменений (уменьшения) теплоперепада H_a и расхода теплоты Q_0 .

Расход теплоты Q_0 складывается из теплоперепада H_a и потери теплоты в холодном источнике $Q_{k,a} = h_{k,a} - h'_k$, $Q_0 = H_a + Q_{k,a}$. Поэтому

$$\eta_t = \frac{H_a}{H_a + Q_{k,a}} = \frac{1}{1 + Q_{k,a} / H_a} = \frac{1}{1 + 1/\varepsilon_{k,a}}, \quad (4.5)$$

где $\varepsilon_{k,a} = H_a / Q_k$ — относительный располагаемый теплоперепад (работа пара) на единицу отработавшей теплоты. Величина $\varepsilon_{k,a}$ аналогична относительной (удельной) выработке электроэнергии на единицу теплоты, затрачиваемой на внешнего потребителя теплофикационной турбоустановкой. Как видно из формулы (4.5), КПД η_t и относительная выработка $\varepsilon_{k,a}$ изменяются в одном направлении.

Из соотношения (4.4) следует:

$$\varepsilon_{k,a} = \frac{\eta_t}{1 - \eta_t} = \frac{1}{1/\eta_t - 1}.$$

Так, например, при η_t , равных 0,6; 0,5; 0,4, соответственно $\varepsilon_{k,a}$ равны 1,5; 1,0; 0,67 и т. д.

Расчеты подтверждают наличие максимума термического КПД цикла Ренкина сухого насыщенного пара при начальной температуре около 350 °С и соответствующем начальном давлении пара 17,0 МПа (см. кривую a на рис. 4.2).

Снижение КПД цикла сухого насыщенного пара при повышении температуры от 350 °С до критической около 374 °С (и повышении давления от 17,0 МПа до критического — около 22,1 МПа) обуславливает сложную зависимость КПД цикла от параметров пара в околоскритической области.

Зависимость КПД цикла сухого насыщенного пара от начальной температуры характеризуется кривой a на рис. 4.2, дающей од-

современно зависимость КПД от начального давления.

Зависимость КПД цикла *перегретого пара* от начальной температуры характеризуется семейством кривых, каждая из которых отвечает определенному начальному давлению пара. Общим для этих кривых является рост КПД с повышением начальной температуры при любом начальном давлении (кривые б рис. 4.2).

Переход от цикла сухого насыщенного пара к циклу перегретого пара можно рассматривать как добавление к исходному циклу сухого насыщенного пара цикла, обусловленного перегревом (см. рис. 2.3). В результате такого добавления получается сложный цикл с расходом теплоты Q_0 , работой W , КПД $\eta_t = W/Q_0$, состоящий из исходного цикла (с расходом теплоты Q_0^0 , работой W и КПД $\eta_0 = W_0/Q_0^0$) и дополнительного цикла с расходом теплоты Q_Δ , работой W_Δ и КПД η_Δ . Коэффициент полезного действия такого сложного цикла перегретого пара

$$\eta_t = \frac{W}{Q_0} = \frac{W_0 + W_\Delta}{Q_0^0 + Q_\Delta} = \frac{W_0}{Q_0^0} \cdot \frac{1 + W_\Delta/W_0}{1 + Q_\Delta/Q_0^0}.$$

Вводя энергетический коэффициент дополнительного цикла

$$A_\Delta = W_\Delta/W_0$$

и имея в виду, что

$$Q_\Delta = W_\Delta/\eta_\Delta \text{ и } Q_0^0 = W_0/\eta_0,$$

получаем:

$$\frac{Q_\Delta}{Q_0} = \frac{W_\Delta}{\eta_\Delta} \cdot \frac{\eta_0}{W_0} = A_\Delta \frac{\eta_0}{\eta_\Delta}$$

и, следовательно,

$$\eta_t = \eta_0 \frac{1 + A_\Delta}{1 + A_\Delta \eta_0/\eta_\Delta}. \quad (4.6)$$

Относительное повышение КПД благодаря перегреву пара

$$\Delta\eta_t = \frac{\eta_t - \eta_0}{\eta_0} = \frac{1 - \eta_0/\eta_\Delta}{1/A_\Delta + \eta_0/\eta_\Delta}. \quad (4.7)$$

Таким образом, изменение КПД цикла благодаря перегреву пара зависит от отношения КПД основного η_0 и дополнительного η_Δ циклов.

Нетрудно установить, что при усложнении цикла перегревом всегда $\eta_\Delta > \eta_0$ и, следовательно, КПД цикла возрастает. Используем понятие эквивалентного цикла Карно, имеющего тот же КПД $\eta_{\text{экр.}}^K$, что и рассматриваемый цикл, а именно $\eta_0^K = \eta_0$ или $\eta_\Delta^K = \eta_\Delta$, и одинаковую с рассматриваемым циклом конечную температуру $T_K^K = T_K^0 = T_K^\Delta$, где индекс К означает «Карно», а индекс к — «конден-

сация» или «конечная». Начальные температуры соответствующих составляющих цикла равны при этом

$$T_0^K = \frac{T_K}{1 - \eta_0} \quad (4.8)$$

и

$$T_\Delta^K = \frac{T_K}{1 - \eta_\Delta}. \quad (4.8a)$$

Очевидно, что большему КПД соответствует большая начальная температура эквивалентного цикла Карно T^K и большей температуре T^K — больший КПД η^K .

Начальную температуру эквивалентного цикла Карно удобно определить графически, заменяя в T, S -диаграмме площадь цикла прямоугольником с тем же основанием, равным изменению энтропии, для основного цикла $\Delta S = S_0 - S_K$ (см. рис. 2.3). Начальная температура эквивалентного цикла Карно означает среднюю температуру подвода теплоты в цикле. Очевидно, $T_\Delta^K > T_0^K$ и $\eta_\Delta > \eta_0$. Таким образом, дополнительный перегрев свежего пара всегда повышает КПД цикла.

При докритических давлениях пара начальная точка кривых КПД циклов перегретого пара располагается на кривой a (рис. 4.2) КПД цикла сухого насыщенного пара; соответствующая этому давлению температура насыщения на оси абсцисс определяет положение начальной точки изобары $t_0 = \text{const}$.

Сложный характер рассматриваемой зависимости в околоскритической области обусловлен спадом кривой КПД сухого насыщенного пара в интервале давлений 17,0—22,1 МПа. В связи с этим спадом изобары КПД докритического давления, например 17,0 МПа, проходят сначала выше изобары критического давления 22,1 МПа. Из-за быстрого подъема КПД изобара 22,1 МПа пересекается с изобарой 17,0 МПа и при высоких начальных температурах идет выше. Такая закономерная зависимость КПД от начальной температуры и начального давления наблюдается в сверхкритической области, исключая упомянутую околоскритическую область с температурами несколько ниже и несколько выше критической. Итак, при всех докритических и сверхкритических температурах, исключая околоскритическую область, более высоким начальным значениям температуры и давления отвечают и более высокие КПД η_t .

Для начальной, исходной точки сверхкритических изобар КПД используем понятие о точке условного фазового перехода воды в сверхкритической области, вытекающее из природы воды и водяного пара. Действительно, фазовый переход воды в докритической области характеризуется бесконечно большим значением удельной теплоемкости $c_p = \infty$.

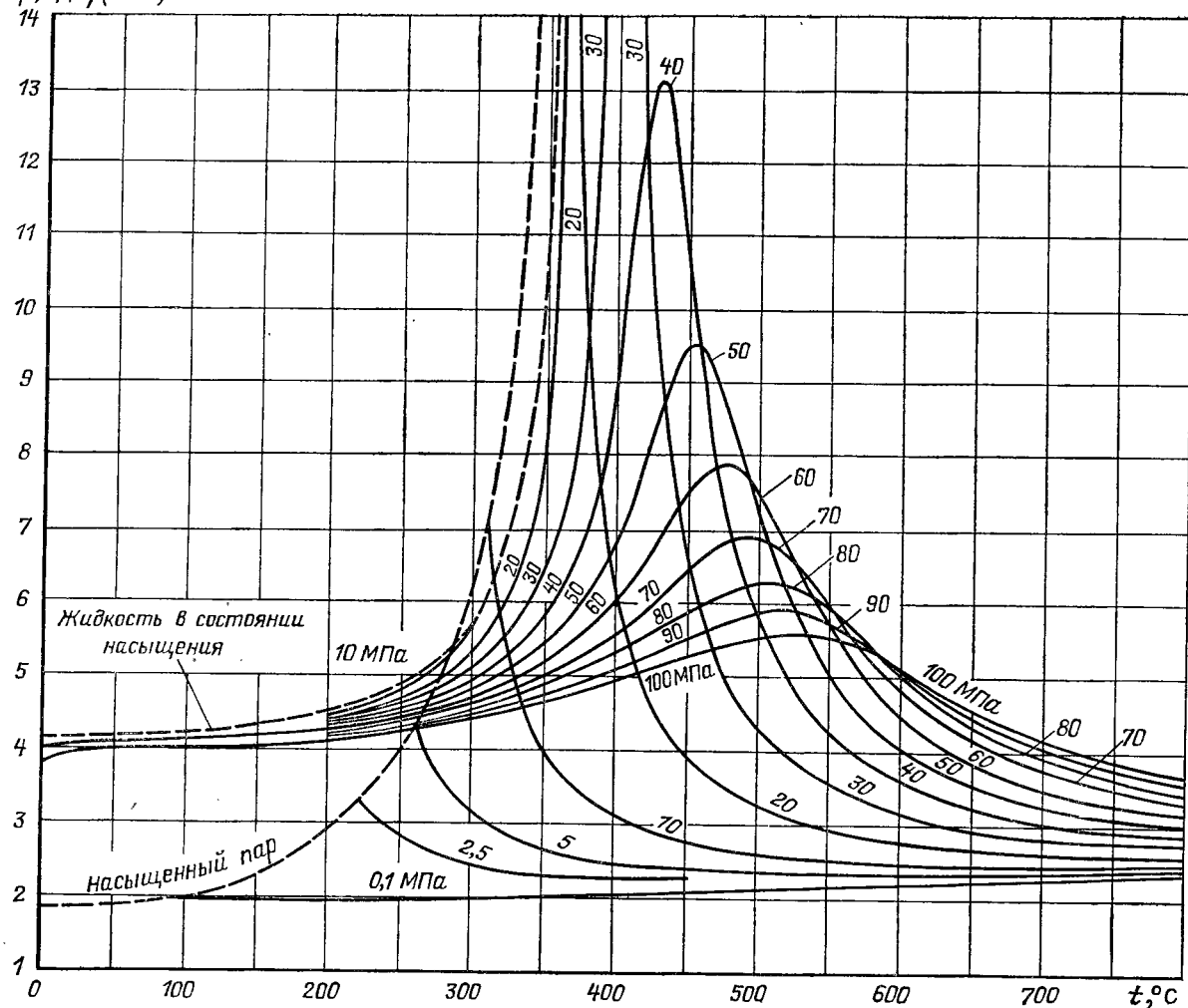
$c_p, \text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$


Рис. 4.3. Зависимость удельной теплоемкости воды и водяного пара от температуры при различных давлениях

С повышением температуры сверх критической удельная теплоемкость уже не достигает бесконечно большого значения, однако каждому сверхкритическому давлению отвечает сверхкритическая температура, при которой удельная теплоемкость c_p достигает максимального значения. При давлениях, близких к критическому, наблюдается быстрый рост теплоемкости до максимума и затем такой же быстрый спад. По мере повышения давления максимум теплоемкости c_p относительно уменьшается и выражается все менее явно; при очень высоких давлениях p_0 кривые c_p приобретают более пологий характер (рис. 4.3).

Точки максимума удельной теплоемкости c_p естественно принять за точки условного фазового перехода в сверхкритической области воды и водяного пара. Эти точки характеризуются следующими численными значениями температур T_Φ и давлений p пара:

$p_\Phi, \text{МПа}$	30,0	40,0	50,0	60,0	70,0	80,0
$T_\Phi, \text{К}$	680	705	730	750	765	780
$c_p, \text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$	26,0	13,2	9,6	7,9	6,9	6,3

На рис. 4.2 проведем линию $p_\Phi = f(t_\Phi)$, характеризующую связь температур и давлений воды и водяного пара, отвечающую максимальным значениям теплоемкости c_p , т. е. условному фазовому переходу вещества. Эту линию можно принять за геометрическое место начальных точек изобар КПД η_t в сверхкритической области параметров водяного пара.

Как видно из ранее изложенного, практически важно выяснить зависимость КПД цикла и турбоустановки от начального давления пара при заданной его начальной температуре.

Исходной кривой зависимости $\eta_t = f(p_0)_{t_0}$ является рассмотренная выше (см. рис. 4.2)

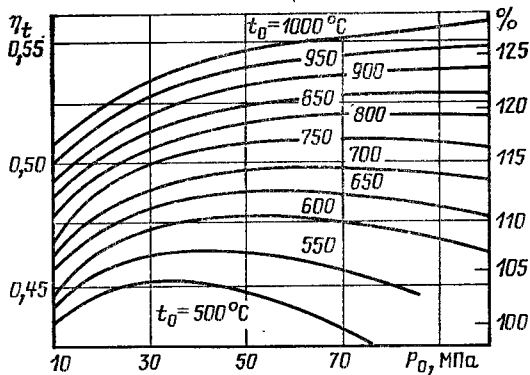


Рис. 4.4. Зависимость термического КПД идеального цикла водяного пара от начального давления p_0 при различных начальных температурах t_0

кривая зависимости $\eta_t = f(t_0)$ сухого насыщенного пара, так как одновременно эта кривая определяет зависимость $\eta_t = f(p_0)$. Нужно иметь в виду, что вдоль этой кривой изменяются значения как t_0 , так и связанные с ними значения p_0 . Так как перегрев пара повышает КПД цикла, то все изотермы $\eta_t = f(p_0)$ с температурами выше критической ($t_{кр} \approx 374^\circ\text{C}$) располагаются выше кривой КПД сухого насыщенного пара (рис. 4.4). Подобно кривой КПД сухого насыщенного пара изотермы КПД перегретого пара также имеют максимум, сдвигающийся последовательно в сторону более высоких давлений с повышением начальной температуры. С повышением начальной температуры кривая КПД в области максимума становится все более пологой, и при очень высокой начальной температуре пара максимум КПД в рассматриваемом интервале начальных давлений уже не наблюдается, сдвигаясь в область еще более высоких начальных давлений пара.

Вид кривых на рис. 4.4 подтверждает положение об энергетической эффективности одновременного повышения обоих начальных параметров — температуры и давления пара.

Кривые КПД цикла η_t дают только первое приближение при определении оптимального значения начального давления пара p_0 при постоянной начальной температуре t_0 . Следующим шагом должен быть учет энергетических потерь турбины, что достигается посредством введения внутреннего относительного КПД турбины η_{oi} . С учетом этой величины внутренний абсолютный КПД турбоустановки

$$\eta_i = \eta_t \eta_{oi} \quad (4.9)$$

Значение η_{oi} существенно зависит от начальных параметров пара.

С повышением температуры, с уменьшением плотности пара и ростом его удельного объема уменьшаются потери трения, увеличиваются высоты лопаток, уменьшаются относительные потери из-за протечек пара через зазоры турбинной ступени, снижается конечная влажность пара. В связи с этим при повышении начальной температуры значение η_{oi} возрастает.

Повышение начального давления пара действует в обратном направлении: плотность пара возрастает, уменьшаются его удельный объем и высота лопаток, возрастают потери из-за протечек через зазоры в турбинной ступени; увеличивается конечная влажность пара. На рис. 4.5 показана зависимость η_{oi} от объемного пропуска пара.

Влияние внутреннего относительного КПД турбины η_{oi} на положение кривых η_i проявляется как бы в деформации кривых η_t . Действительно, $\Delta\eta = \eta_t - \eta_i = \eta_t(1 - \eta_{oi})$, т. е. внутренний абсолютный КПД турбоустановки при заданной начальной температуре с повышением

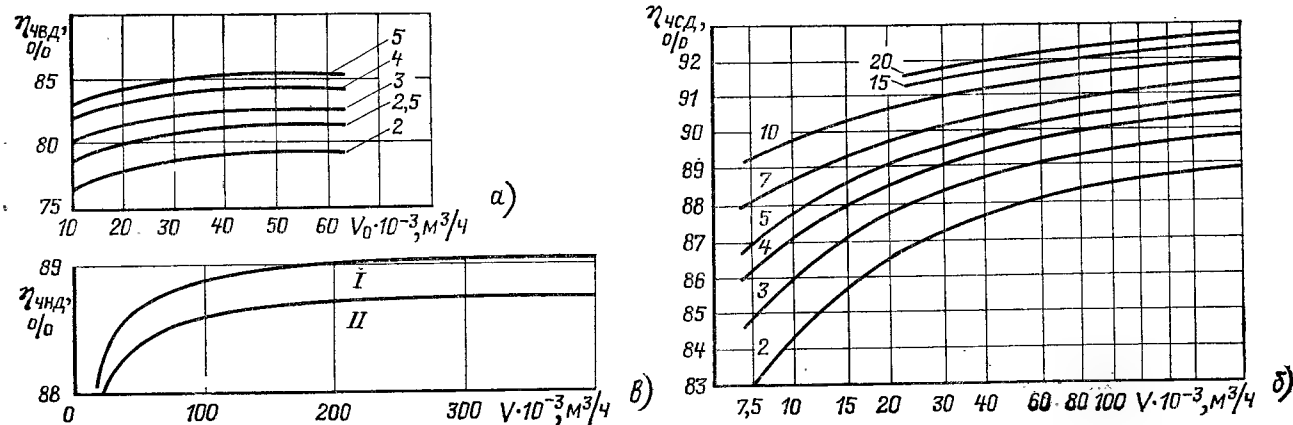


Рис. 4.5. Зависимости внутреннего относительного КПД отсеков турбины от объемного пропуска пара при различных отношениях давлений пара перед и после частей высокого (а) и среднего (б) давлений и числа выхлопов ЧНД (в) турбины (I — четыре или восемь выхлопов; II — три или шесть выхлопов) без учета влажности пара

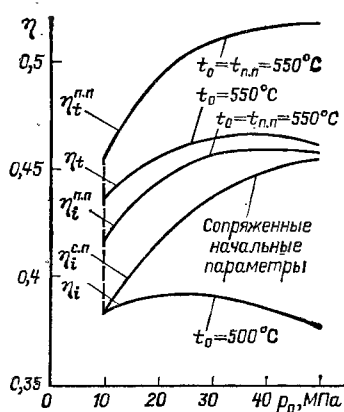


Рис. 4.6. Зависимость термического η_t и внутреннего абсолютного η_i КПД турбоустановки от начального давления p_0

ем начального давления все больше уменьшается по сравнению с термическим КПД цикла. В результате этого максимальные значения $\eta_{i\text{макс}}$ смещаются в сторону меньших значений начального давления p_0 по сравнению с максимумами $\eta_{t\text{макс}}$ (рис. 4.6).

В действительном процессе работы пара в турбине конечная влажность пара не должна превышать примерно 12%; такое ограничение обуславливается эрозией последних лопаток каплями влаги, выделяющимися из общего парового потока, а также снижением КПД последних ступеней, работающих на влажном паре. Это снижение КПД на каждый дополнительный процент влажности пара составляет 0,5—1%. Имея это в виду, нужно считать не все точки кривых $\eta_t = f(p_0)_{t_0}$ реально достижимыми.

Парные значения начальной температуры и начального давления, соответствующие заданной конечной влажности пара в турбине,

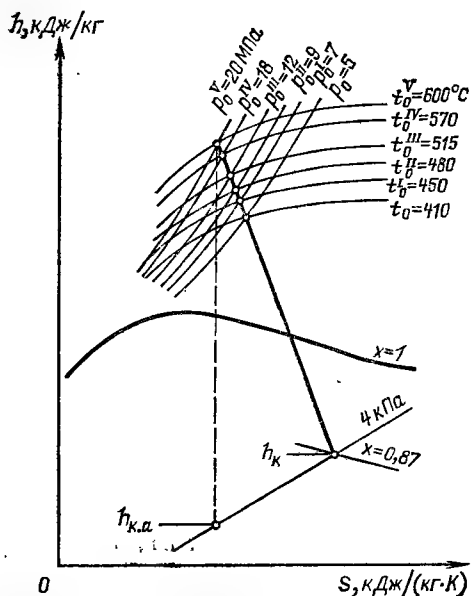


Рис. 4.7. Процесс работы в турбине пара с сопряженными начальными параметрами

называют сопряженными начальными параметрами пара. Очевидно, сопряженные начальные параметры пара располагаются в h, S -диаграмме на одной общей линии рабочего процесса пара в турбине, приводящей к заданной конечной влажности пара (рис. 4.7).

Приводим значения сопряженных начальных параметров пара, отвечающие конечной влажности пара в турбине 13% и внутреннему относительному КПД турбины 0,85:

$t_0, ^\circ\text{C}$	600	570	540	515	480	450	410
$p_0, \text{МПа}$	20	18	14	12	9	7	5

Как видно из приведенных данных, начальной температуре 540°C соответствует сопряженное значение начального давления около 14,0 МПа. В Советском Союзе, а также за рубежом при начальной температуре 540°C широко применяют начальные давления пара около 14,0 и 24,0 МПа без превышения допустимой конечной влажности пара. Это достигается применением промежуточного перегрева пара.

Промежуточный перегрев пара позволяет, сохраняя рекомендуемую начальную температуру пара 540—560°C, подвести к рабочему пару дополнительную теплоту, повысить его работоспособность и КПД турбоустановки и электростанции.

Вместе с тем промежуточный перегрев пара позволяет, используя ограниченную начальную температуру и заданную допустимую конечную влажность пара, повысить начальное давление сверх сопряженного его значения, что также способствует повышению КПД турбоустановки и электростанции.

4.3. Параметры и схемы промежуточного перегрева пара

Параметры промежуточного перегрева пара. На современных электростанциях на органическом топливе применяют, как правило, газовый промежуточный перегрев пара. При этом можно получить высокую температуру пара, близкую к начальной температуре, и выбрать оптимальное, достаточно высокое давление промежуточного перегрева. Промежуточный перегреватель размещают обычно в конвективной шахте парового котла, в области температур дымовых газов 600—700°C. Такое размещение промежуточного перегревателя имеет основной целью повысить надежность и упростить сложные операции пуска и остановки современных крупных энергоблоков. Промежуточный перегреватель, размещенный в зоне невысоких температур газов, не требует специального охлаждения во время указанных операций. Температура промежуточного перегрева выбирается обычно примерно равной начальной температуре свежего па-

ра 540—570 °С. На некоторых электростанциях в США температура промежуточного перегрева на 10—30 °С превышает температуру свежего пара. Это можно осуществить, выполняя промежуточный перегреватель комбинированного радиационно-конвективного типа. Ввиду относительно невысокого давления среды выбор марки стали для промежуточного перегревателя менее затруднителен, чем для перегревателя свежего пара.

Наличие оптимального значения давления промежуточного перегрева можно показать, рассматривая цикл с промежуточным перегревом пара в T, S -диаграмме (рис. 4.8). Такой цикл является сложным, состоящим из исходного цикла без промежуточного перегрева, с подводом теплоты Q_0 , совершаемой работой W_0 , и КПД η_0 и из дополнительного цикла, соответствующего промежуточному перегреву пара, с подводом теплоты Q_Δ , работой W_Δ и КПД η_Δ . Выражение КПД сложного цикла с промежуточным перегревом пара напишем в виде

$$\eta_{п.п} = (W_0 + W_\Delta) / (Q_0 + Q_\Delta).$$

Введя энергетический коэффициент

$$A_\Delta = W_\Delta / W_0$$

и произведя преобразования (см. анализ эффективности перегрева свежего пара в § 4.2), получим:

$$\eta_{п.п} = \eta_0 \frac{1 + A_\Delta}{1 + A_0 \eta_0 / \eta_\Delta}. \quad (4.10)$$

Относительное изменение КПД из-за промежуточного перегрева равно:

$$\Delta \eta_{п.п} = \frac{\eta_{п.п} - \eta_0}{\eta_0} = \frac{1 - \eta_0 / \eta_\Delta}{1 / A_\Delta + \eta_0 / \eta_\Delta}. \quad (4.10a)$$

Следовательно, КПД цикла с промежуточным перегревом пара может быть выше, равен или ниже КПД исходного цикла без промежуточного перегрева пара, а именно:

$$\eta_{п.п} > \eta_0, \text{ если } \eta_\Delta > \eta_0;$$

$$\eta_{п.п} = \eta_0, \text{ если } \eta_\Delta = \eta_0;$$

$$\eta_{п.п} < \eta_0, \text{ если } \eta_\Delta < \eta_0.$$

Соотношение КПД основного цикла η_0 и дополнительного цикла η_Δ можно наглядно проиллюстрировать, используя понятие эквивалентного цикла Карно.

Если средняя температура подвода теплоты в цикле, эквивалентном дополнительному циклу, $T_{\Delta}^{\text{экв}}$ выше такой температуры в исходном цикле $T_0^{\text{экв}}$, то промежуточный перегрев дает повышение КПД. В противном случае повышения КПД не происходит. Действительно, рассмотрим промежуточный перегрев пара

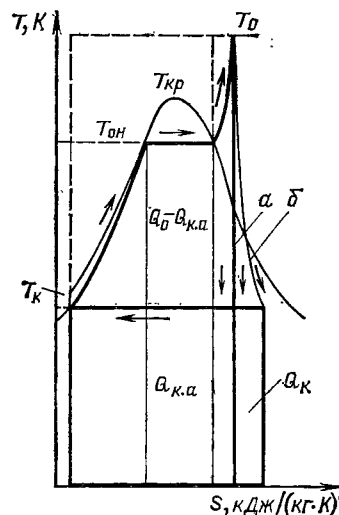


Рис. 4.8. Теоретический цикл с одноступенчатым промежуточным перегревом пара в T, S -диаграмме:

$Q_{K,a}$ и $Q_{\Delta,K}$ — соответственно потери теплоты в холодном источнике в основном и дополнительных циклах

с низким давлением, близким к давлению отработавшего пара перед конденсатором турбины. В этом случае начальная температура эквивалентного цикла Карно в дополнительном цикле ниже, чем в исходном, и, следовательно, $\eta_\Delta < \eta_0$. Иначе говоря, расход теплоты на промежуточный перегрев при этом Q_Δ велик и сводится почти целиком к потере теплоты в холодном источнике, а дополнительная работа W_Δ мала.

В пределе при $p_{п.п} = p_K$, $W_\Delta = 0$, $Q_\Delta = Q_{\Delta,K}$ (так как $Q_\Delta = W_\Delta + Q_{\Delta,K}$) и $\eta_\Delta = 0$. Таким образом,

$$\eta_{п.п} = \frac{W_0}{Q_0 + Q_\Delta} = \frac{W_0}{Q_0 + Q_{\Delta,K}} < \eta_0 = \frac{W_0}{Q_0};$$

при низких давлениях промежуточный перегрев пара дает не повышение, а понижение КПД.

При высоких относительно давлениях промежуточного перегрева начальная температура эквивалентного цикла Карно и КПД дополнительного цикла выше, чем в исходном цикле, и, следовательно, КПД цикла с промежуточным перегревом пара возрастает, $\eta_{п.п} > \eta_0$.

Однако если в пределе $p_{п.п} = p_0$ или $p_{п.п} = p_{01}$ (рис. 4.8), то промежуточный перегрев и, следовательно, дополнительный цикл отпадают, $Q_\Delta = 0$; $W_\Delta = 0$ и $\eta_{п.п} = \eta_0$, КПД цикла возвращается к первоначальному значению в исходном цикле. Указанное иллюстрируется кривой $\eta_{п.п} = f(p_{п.п})$ [или $\eta_{п.п} = f(H'_a/H_a^0)$, где H'_a/H_a^0 — доля теплоперепада пара до перегрева] на рис. 4.9, из которого видно наличие максимума $\eta_{п.п}$ при некотором опти-

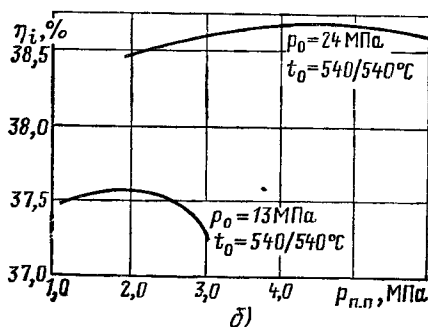
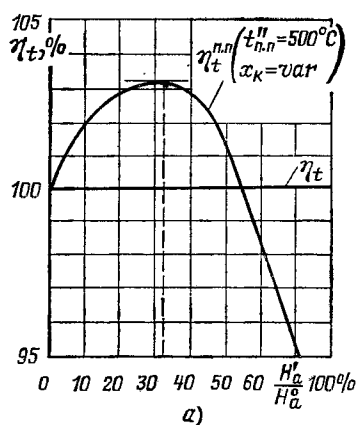


Рис. 4.9. Зависимость термического КПД цикла η_t от доли теплоперепада пара до промежуточного перегрева H'_a/H'_a (а); зависимость внутреннего абсолютного КПД турбоустановки от давления пара промежуточного перегрева (б)

мальном значении доли теплоперепада (давления промежуточного перегрева $p'_{n,n}$).

Эффективность промежуточного перегрева пара в действительном цикле проявляется в большей мере, чем в теоретическом. Это объясняется благоприятным действием промежуточного перегрева пара на внутренний относительный КПД ступеней турбины после промежуточного перегрева. КПД этих ступеней η'_{oi} возрастает в связи с повышением температуры пара, работающего в этих ступенях, и снижением влажности пара в последних ступенях турбины до 8—10%.

Оптимальное значение давления промежуточного перегрева пара до заданной температуры можно определить вариантными расчетами. При одноступенчатом промежуточном перегреве пара можно рекомендовать следующие соотношения давлений пара промежуточного перегрева $p'_{n,n}$ и свежего пара p_0 :

$$p'_{n,n} = (0,15 \div 0,20) p_0.$$

Так, например, при p_0 , равных 13,0 и 24,0 МПа, значения $p'_{n,n}$ составляют соответственно 2,0—2,6 и 3,6—4,8 МПа, что близко к значениям для реальных энергоблоков мощностью от 150 до 1200 МВт. Аналогично при

двухступенчатом промежуточном перегреве пара оптимальные давления верхней ступени $p'_{n,n}$ и нижней ступени $p''_{n,n}$ составляют:

$$p'_{n,n} = (0,25 \div 0,30) p_0$$

$$\text{и } p''_{n,n} = (0,25 \div 0,30) p'_{n,n} = (0,06 \div 0,09) p_0.$$

Энергетически оптимальное давление промежуточного перегрева пара зависит, в частности, от температуры перегретого пара и соотношения значений η_{oi} до и после промежуточного перегрева.

Вторая ступень промежуточного перегрева пара дает дополнительное повышение КПД и соответственно дополнительную экономию теплоты в размере 1,5—2,5%, что для энергоблоков большой мощности и при дорогом топливе может оправдать усложнение и удорожание установки из-за второй ступени промежуточного перегрева пара.

На рис. 4.6 показана также зависимость термического и внутреннего КПД турбоустановки с одноступенчатым промежуточным перегревом пара от начального давления при постоянной начальной температуре пара. Как видно, оптимум начального давления пара существенно возрастает благодаря промежуточному перегреву. Особенно быстро возрастает КПД при одновременном повышении начальных давления и температуры, например при сопряженных их значениях (см. рис. 4.6).

Оптимальную температуру пара в начале промежуточного перегрева $T'_{n,n}$ можно приблизительно определить аналитически.

Коэффициент полезного действия цикла с промежуточным перегревом

$$\eta'_{t,n,n} = \frac{W}{Q} = \frac{W_0 + W_{\Delta}}{Q_0 + Q_{\Delta}};$$

здесь Q_0 и W_0 — известные постоянные величины; расход теплоты на промежуточный перегрев, кДж/кг,

$$Q_{\Delta} = c_p (T'_{n,n} - T^0_{n,n});$$

$T'_{n,n}$ и $T^0_{n,n}$ — соответственно температуры пара после и до промежуточного перегрева, К; искомая величина $T^0_{n,n}$, заданная величина $T'_{n,n}$; c_p — удельная теплоемкость пара в процессе промежуточного перегрева, значение которой приблизительно принимаем постоянным.

Работа пара в дополнительном цикле, обусловленная промежуточным перегревом, кДж/кг:

$$W_{\Delta} = Q_{\Delta} - Q_{\Delta k} = c_p (T'_{n,n} - T^0_{n,n}) - T_k (S'_{n,n} - S_0),$$

где $Q_{\Delta k}$ — потеря теплоты в холодном источнике и дополнительном цикле, обусловленная промежуточным перегревом пара; T_k — температура отработавшего пара в дополнительном цикле, К, принята постоянной (процесс

работы заканчивается в области влажного пара, см. рис. 4.8); $S_{п.п}$ и S_0 — соответственно значения энтропии пара после и до промежуточного перегрева, кДж/(кг·К).

Приращение энтропии в дополнительном цикле равно:

$$\Delta S_{п.п} = S_{п.п} - S_0 = c_p \ln(T_{п.п}/T_{п.п}^0).$$

Таким образом, КПД цикла с промежуточным перегревом пара

$$\begin{aligned} \eta_t^{п.п} &= \\ = W/Q &= \frac{W_0 + c_p(T_{п.п} - T_{п.п}^0) - T_K c_p \ln(T_{п.п}/T_{п.п}^0)}{Q_0 + c_p(T_{п.п} - T_{п.п}^0)} = \\ &= f(T_{п.п}^0). \end{aligned} \quad (4.11)$$

Условием максимума функции $\eta_t^{п.п}$ является равенство

$$W'/W = Q'/Q,$$

т. е. равенство относительных изменений числителя и знаменателя, причем W' и Q' — производные W и Q по $T_{п.п}^0$. Иначе

$$W'/Q' = W/Q = \eta_t^{п.п}.$$

Определяем производные, принимая $c_p = \text{const}$:

$$W' = \frac{dW}{dT_{п.п}^0} = -c_p + T_K c_p / T_{п.п}^0 = -c_p (1 - T_K / T_{п.п}^0)$$

и

$$Q' = dQ/dT_{п.п}^0 = -c_p.$$

Следовательно,

$$W'/Q' = 1 - T_K / T_{п.п}^0 = \eta_t^{п.п}.$$

Вводя начальную температуру цикла Карно, эквивалентного данному циклу с промежуточным перегревом пара $T_0^{\text{экв}}$, напомним также:

$$\eta_t^{п.п} = 1 - T_K / T_0^{\text{экв}}.$$

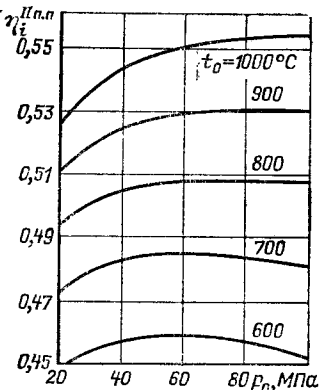
Из последних двух формул следует, что

$$T_{п.п}^0 = T_0^{\text{экв}} = T_K / (1 - \eta_t^{п.п}), \quad (4.12)$$

т. е. что оптимальное значение температуры начала промежуточного перегрева пара $T_{п.п}^0$ должно совпадать со значением начальной температуры $T_0^{\text{экв}}$ цикла Карно, эквивалентного исследуемому циклу с промежуточным перегревом пара.

Пока не определена температура начала промежуточного перегрева $T_{п.п}^0$, остается неизвестной и начальная температура эквивалентного цикла Карно $T_0^{\text{экв}}$. Поэтому формула (4.12) решается последовательным приближением. Так, например, предварительно можно принять, что искомая температура $T_{п.п}^0$ равна начальной температуре цикла Карно, эквивалентного исходному циклу без проме-

Рис. 4.10. Зависимость внутреннего абсолютного КПД турбоустановки с двухступенчатым промежуточным перегревом $\eta_t^{п.п}$ от начального давления p_0 при различных начальных температурах пара t_0



жуточного перегрева, для которого известны КПД $\eta_t = \eta_0$ и соответствующая эквивалентная начальная температура $T_0^{\text{экв}}$, равная:

$$T_0^{\text{экв}} = T_K / (1 - \eta_0),$$

где $\eta_0 = W_0/Q_0$.

Приняв предварительно $T_{п.п}^0 = T_0^{\text{экв}}$, определяют КПД цикла с промежуточным перегревом $\eta_t^{п.п}$, для этого КПД определяют новую температуру начала промежуточного перегрева $T_{п.п2}^0 = T_K / (1 - \eta_t^{п.п})$ и т. д., пока дальнейшие уточнения не станут очень малы.

В соответствии с (4.12) связь между численными значениями величин $\eta_t^{п.п}$ и $T_{п.п}^0$ можно иллюстрировать так ($T_K \approx 300$ К):

$\eta_t^{п.п}$	0,45	0,50	0,55
$T_{п.п}^0$, К	545	600	667

Аналогичные выводы можно получить и для двухступенчатого промежуточного перегрева пара (рис. 4.10), т. е. принимать в первом приближении:

$$T_{п.п1}^0 \approx T_{п.п11}^0 \approx T_0^{\text{экв}} = T_K / (1 - \eta_t^{п.п}). \quad (4.13)$$

Аналитический метод определения температуры начала промежуточного перегрева — приближенный, как и приведенное ранее соотношение давлений промежуточного перегрева пара $p_{п.п}$ и начального давления свежего пара. На оптимальное значение давления промежуточного перегрева (или температуру его начала) влияют: температуры свежего пара и пара после промежуточного перегрева; значения внутреннего относительного КПД отдельных частей турбины, конструктивные факторы. В конечном счете оптимальное давление промежуточного перегрева пара выбирают на основе вариантных технико-экономических расчетов.

Схемы промежуточного перегрева пара. Схемы с газовым промежуточным перегревом наряду с основным преимуществом — высокой тепловой экономичностью — имеют и недостатки. К ним относятся: наличие протя-

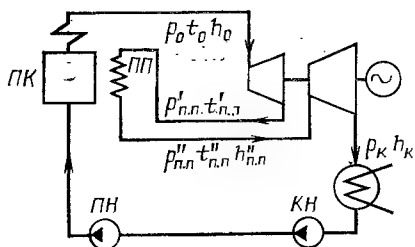


Рис. 4.11. Схема простейшей конденсационной электростанции с газовым промежуточным перегревом пара

жённых трубопроводов промежуточного перегрева, энергетическая потеря в них, усложнение паровых котлов (рис. 4.11).

Большая вместимость паропроводов промежуточного перегрева и перегревателя вызывает опасность разгона турбины при сбросе нагрузки и требует применения специальных защитных устройств. Для этого перед выпуском пара в турбину после промежуточного перегрева, кроме регулирующих клапанов, применяют защитно-отсечные клапаны, из которых пар из системы промежуточного перегрева отводится через редукционно-охладительное устройство (РОУ) в конденсатор турбины. Наличие газового промежуточного перегревателя усложняет схему регулирования парового котла из-за необходимости дополнительно регулировать температуру пара после промежуточного перегрева.

Указанные недостатки отсутствуют при паровом промежуточном перегреве конденсирующимся паром (рис. 4.11). Паровой перегрев можно выполнить, используя для этого некоторую часть свежего пара или пара из отбора турбины. Теплообмен в этом случае происходит при температуре не выше критической (около 647 К) или немного выше (при сверхкритическом начальном давлении свежего пара). Это определяет невысокую возможную температуру промежуточного перегрева пара, соответственно пониженное его давление и малый энергетический эффект. Теоретически при низком давлении промежуточного перегрева возможно даже снижение термического КПД теоретического цикла. Однако повышение внутреннего относительного КПД ступеней турбины в связи с уменьшением конечной влажности пара приводит в конечном счете к повышению КПД турбоустановки на 2—3% благодаря паровому промежуточному перегреву.

Длина паропроводов промежуточного перегрева резко сокращается по сравнению с длиной паропроводов газового перегрева.

Коэффициент теплопередачи в паро-паровом теплообменнике относительно высок, и теплообменники относительно компактны.

Емкость системы парового промежуточного перегрева также относительно невелика, однако защитно-отсечные устройства перед входом перегретого пара в турбину все же требуются.

Промежуточный перегрев паром из отбора турбины (рис. 4.11) позволяет получить дополнительную работу пара в турбине, но из-за низкой температуры греющего пара энергетический эффект при этом не выше, а даже несколько ниже, чем при перегреве свежим паром (КПД повышается на 1—2%).

Из-за малой экономии топлива и удорожания оборудования, прежде всего парового котла, паровой промежуточный перегрев не получил распространения. В настоящее время паровой перегрев свежим и отборным паром применяют на АЭС с турбинами насыщенного пара с целью ограничения влажности пара в ступенях этих турбин. При использовании греющего пара низкого давления происходит лишь снижение влажности, т. е. подсушка (без перегрева) рабочего пара турбины.

4.4. Высокие параметры и промежуточный перегрев пара на теплоэлектроцентралях

Общие положения. Важным критерием энергетической эффективности и тепловой экономичности теплофикационных турбоагрегатов и ТЭЦ является удельная выработка ε электроэнергии $\mathcal{E}$, кВт·ч, или мощности N_ε , кВт, на единицу теплоты Q'_t , ГДж, или Q_t , ГДж/ч, затрачиваемой на внешнего потребителя:

$$\varepsilon = \mathcal{E} / Q'_t \text{ и } \varepsilon = N_\varepsilon / Q_t.$$

Чем выше значение ε , тем больше электроэнергии и большую мощность можно выработать на базе теплового потребления:

$$\mathcal{E} = \varepsilon Q'_t \text{ и } N_\varepsilon = \varepsilon Q_t.$$

Таким образом, если задано суммарное потребление электроэнергии $\mathcal{E}_c = \mathcal{E} + \mathcal{E}_k$, с увеличением теплофикационной выработки электроэнергии $\mathcal{E}$ без потерь в конденсаторе соответственно уменьшается конденсационная выработка $\mathcal{E}_k = \mathcal{E}_c - \mathcal{E}$ с большими потерями в холодном источнике.

Отсюда следует, что повышение начальных параметров пара на ТЭЦ, способствующее увеличению удельной выработки ε , несомненно энергетически выгодно.

Повышение начальной температуры пара на ТЭЦ ограничивается, как и на КЭС, прочностными, технологическими и стоимостными характеристиками применяемых металлов.

Начальное давление пара на ТЭЦ Советского Союза до 70-х годов применялось толь-

ко докритическое. На ТЭЦ с промышленной паровой нагрузкой и неполным возвратом конденсата при докритическом начальном давлении пара применяют барабанные паровые котлы, что позволяет обеспечить надежный водный режим оборудования ТЭЦ. На наиболее крупных ТЭЦ с отпуском горячей воды для отопления и бытовых нужд применяют сверхкритическое давление пара и, следовательно, прямоточные паровые котлы. Трудности водного режима при этом обуславливаются необходимостью глубокого химического обессоливания конденсата пара, используемого для подогрева воды, отпускаемой внешним потребителям. Для этого нужны анионитные фильтры, рассчитанные на обессоливание воды высокой температуры, или же охлаждение конденсата сетевых подогревателей с дополнительными потерями теплоты.

При выборе начальных параметров пара на ТЭЦ нужно иметь в виду, что при серийном выпуске энергетического оборудования в Советском Союзе принята унификация начальных параметров пара на КЭС и ТЭЦ.

При одинаковом докритическом начальном давлении пара 13,0 МПа различие КЭС и ТЭЦ заключается в применении промежуточного перегрева пара. При этом начальном давлении промежуточный перегрев пара применяется до настоящего времени только на конденсационных электростанциях. Применение для теплофикационных турбин промежуточного перегрева для ограничения конечной влажности пара не столь необходимо, как на КЭС, так как основной поток пара отбирается из теплофикационной турбины для внешнего потребителя с перегревом или с небольшой влажностью. Конденсационный сквозной поток пара невелик, работает в последних ступенях турбины с малым КПД и имеет допустимую конечную влажность. Промежуточный перегрев пара на ТЭЦ дает меньший выигрыш в тепловой экономичности, чем на КЭС. Однако для крупных теплофикационных турбоустановок давлением 13,0 МПа с отопительной нагрузкой созданы варианты турбоустановок с промежуточным перегревом пара (Т-180-130 ЛМЗ).

Для ТЭЦ сверхкритических параметров промежуточный перегрев пара необходим для поддержания допустимой конечной влажности пара. Таким образом, параметры пара и вид цикла на КЭС и мощных отопительных ТЭЦ могут быть унифицированы.

Сравнение тепловой экономичности ТЭЦ с различными параметрами пара. Зависимость расхода теплоты и топлива на теплофикационную турбоустановку от начальных параметров пара можно установить, сравнивая в общем виде две такие турбоустановки

с разным уровнем параметров пара. Более высоким начальным параметрам отвечает большая удельная выработка электроэнергии ε , менее высоким — соответственно меньшее значение ε . Основной принцип сравнения экономичности ТЭЦ и теплофикационных турбоустановок — одинаковый отпуск (в первом приближении — одинаковая выработка) в разных вариантах как электрической энергии, так и теплоты. Если принять в сравниваемых вариантах одинаковый отпуск $Q_{т.0}$, одинаковый расход $B_{с.т}$ топлива на внешнего потребителя и одинаковую электрическую мощность обеих установок N_{ε} , то при более низких параметрах пара выработка электрической мощности N_{ε}^0 меньше и требуется дополнительная (так называемая замещающая) электрическая мощность $N_{кэс} = N_{\varepsilon} - N_{\varepsilon}^0$, производимая конденсационными турбоагрегатами данной электростанции или в энергосистеме.

Сравним две энергетические установки: ТЭЦ более высоких параметров пара, оборудованную турбоагрегатами общей электрической мощности N_{ε} , имеющими регулируемые отборы для внешнего потребления и конденсаторы, и ТЭЦ более низких параметров пара, имеющую турбины с противодавлением электрической мощностью N_{ε}^0 . Заменяющей мощностью для второй, энергетически менее совершенной ТЭЦ, служит конденсационная мощность $N_{кэс} = N_{\varepsilon} - N_{\varepsilon}^0$. Пусть конденсационная замещающая мощность $N_{кэс}$ производится с удельным расходом топлива $b_{кэс}$, кг/(кВт·ч), теплофикационная выработка (на тепловом потреблении) — более совершенными турбоагрегатами мощностью $N_{т} = N_{\varepsilon} - N_{к}$ с минимальным удельным расходом b_{ε} , менее совершенными — с расходом b_{ε}^0 , конденсационная выработка $N_{к}$ — турбиной с отборами для внешнего потребителя с расходом $b_{к}$.

Расход топлива, кг/ч, на ТЭС с более высокими начальными параметрами пара, с турбоагрегатами с отбором на внешнего потребителя и с конденсацией пара

$$B_{с} = B_{с.т} + b_{\varepsilon} N_{т} + b_{к} N_{к}.$$

Расход топлива, кг/ч, на ТЭЦ с более низкими начальными параметрами с турбинами с противодавлением и дополнительной замещающей конденсационной мощностью $N_{кэс} = N_{т} + N_{к} - N_{\varepsilon}^0$ равен:

$$B_{с}^0 = B_{с.т} + b_{\varepsilon}^0 N_{\varepsilon}^0 + b_{кэс} (N_{т} + N_{к} - N_{\varepsilon}^0).$$

Перерасход топлива, кг/(кВт·ч), второй, менее совершенной установкой, если принять одинаковый удельный расход условного топлива на теплофикационную выработку элек-

троэнергии в обеих установках $b_3 = b_3^0 \approx \frac{0,123}{\eta_m \eta_{tr} \eta_{п.к}}$, будет равен:

$$\Delta B_c = (b_{кэс} - b_3)(N_T - N_T^0) + (b_{кэс} - b_k)N_k.$$

Заменяя $N_T = \varepsilon Q_T$ и $N_T^0 = \varepsilon_0 Q_T$ (ε , кВт·ч/ГДж; Q_T , ГДж/ч), получаем, кг/ч:

$$\Delta B_c = (b_{кэс} - b_3)(\varepsilon - \varepsilon_0)Q_T - (b_k - b_{кэс})N_k. \quad (4.14)$$

Таким образом, перерасход топлива на ТЭЦ и замещающей КЭС зависит в основном от разности удельной выработки электроэнергии $\Delta\varepsilon = \varepsilon - \varepsilon_0$, разности $\Delta b = b_{кэс} - b_3$ удельных расходов топлива на производство электроэнергии на КЭС и на ТЭЦ. Считая относительно малыми значения N_k и $\Delta b_k = b_k - b_{кэс}$, получаем приближенно разность расходов топлива, кг/ч:

$$\Delta B_c = (b_{кэс} - b_3)(\varepsilon - \varepsilon_0)Q_T.$$

Относительная разность расходов условного топлива сравниваемых установок на единицу тепловой энергии, затрачиваемой в турбоустановке на внешнего потребителя, составляет:

$$\Delta b_c = \Delta B_c / Q_T = (b_{кэс} - b_3)(\varepsilon - \varepsilon_0). \quad (4.15)$$

Значение Δb_c существенно зависит от значений ε и ε_0 .

При $\varepsilon_0 = 0$, т. е. при отпуске теплоты менее совершенной установкой без выработки электроэнергии, придем к сравнению ТЭЦ и раздельной установки, в которой менее совершенная ТЭЦ заменена котельной установкой низкого давления, т. е. к полученной ранее формуле

$$\Delta b_c = (b_{кэс} - b_3)\varepsilon.$$

Формулы (4.14) и (4.15) учитывают не только начальные параметры пара, но также и давление пара, отпускаемого потребителю, p_T , внутренний относительный КПД η_{oi} частей турбины, поскольку они влияют на выработку электроэнергии ε и ε_0 (рис. 4.12), а также на удельные расходы топлива b_3 , b_k . Удельный расход топлива КЭС учитывает характеристику замещающей конденсационной мощности.

При реальном сравнении установок для снабжения потребителей электрической и тепловой энергией в расчетах учитывают также значения КПД паровых котлов $\eta_{п.к}$, транспорта теплоты η_{tr} , установок отпуска теплоты η_T .

Зависимость энергетической эффективности теплофикационных турбоустановок от параметров пара. Тепловая экономичность и энергетическая эффективность ТЭЦ и

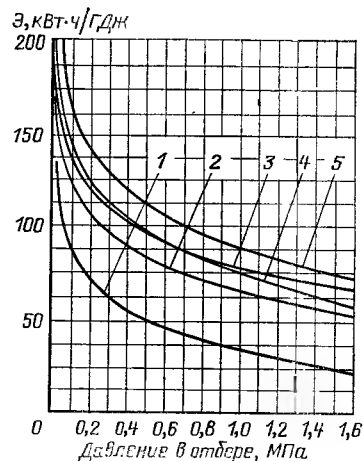


Рис. 4.12. Зависимость удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении ε от конечного давления при различных начальных параметрах пара: 1 — 3,5 МПа, 435 °С; 2 — 9 МПа, 535 °С; 3 — 13 МПа, 565 °С; 4 — 13 МПа, 565/565 °С; 5 — 24 МПа, 580/565 °С

теплофикационных турбоустановок существенно зависят от удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении ε . Рассмотрим зависимость этой величины от значений параметров пара. Для теоретического процесса работы 1 кг пара в турбине можно написать:

$$\varepsilon_a = H_a / q_{T.a}, \quad (4.16)$$

где $H_a = h_0 - h_{T.a}$ — располагаемый (теоретический) теплоперепад пара в турбине, кДж/кг; здесь h_0 и $h_{T.a}$ — соответственно энтальпии пара в начале и конце расширения его в турбине, кДж/кг; $q_{T.a} = h_{T.a} - h_{o.k}$ — теплота, отдаваемая отработавшим паром внешнему потребителю, кДж/кг; здесь $h_{T.a}$ и $h_{o.k}$ — соответственно энтальпии отработавшего пара и обратного конденсата от потребителя, кДж/кг.

С повышением начальной температуры пара t_0 при постоянном начальном давлении значение H_a возрастает заметно, однако значения $h_{T.a}$ и $q_{T.a}$ также возрастают, но несколько медленнее. В результате удельная выработка ε_a с ростом начальной температуры несколько увеличивается.

Промежуточный перегрев пара действует аналогично повышению начальной температуры: возрастает теплоперепад пара H_a , но увеличивается и конечная энтальпия пара $h_{T.a}$. В результате значение ε_a несколько возрастает.

С повышением начального давления пара p_0 при постоянной начальной температуре t_0 теплоперепад H_a в значительной области давлений пара возрастает до некоторого максимального значения, после чего начинает уменьшаться. Конечная энтальпия отработав-

шего пара $h_{т.а}$ и теплота, отдаваемая паром внешнему потребителю $q_{т.}$, непрерывно уменьшаются с ростом начального давления. Следовательно, в значительной области начальных давлений удельная выработка ε быстро возрастает с ростом начального давления пара.

Характер зависимости ε_a от параметров пара аналогичен зависимости от них абсолютного термического КПД, так как величины ε_a и η_t связаны между собой, как было установлено выше, следующими соотношениями, в которых ε_a — относительная работа пара (безразмерная величина):

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_a &= \frac{H_a}{Q_0 H_a} = \frac{1}{Q_0/H_a - 1} = \frac{1}{1/\eta_t - 1}; \\ \eta_t &= \frac{\varepsilon_a}{1 + \varepsilon_a} = \frac{1}{1/\varepsilon_a + 1}, \end{aligned} \right\} (4.17)$$

где $Q_0 = h_0 - h_{о.к} = H_a + q_{т.а}$.

Таким образом, с ростом удельной выработки растет абсолютный КПД установки, оба показателя изменяются в одном направлении.

В реальном процессе работы пара учитывается внутренний относительный КПД турбины η_{oi} . С ростом начальной температуры при постоянном начальном давлении или при применении промежуточного перегрева пара значение η_{oi} возрастает, что способствует увеличению теплоперепада пара и росту удельной выработки, хотя одновременно увеличивается энтальпия отработавшего пара h_t :

$$\varepsilon_i = \frac{H_i}{q_{т.}} = \frac{H_a \eta_{oi}}{h_t - h_{о.к}}, \quad (4.18)$$

где $H_i = H_a \eta_{oi} = h_0 - h_t$ — действительный теплоперепад пара, кДж/кг; h_t — конечная энтальпия пара в действительном процессе, кДж/кг; $q_{т.} = h_t - h_{о.к}$ — теплота, расходуемая на внешнего потребителя, кДж/кг.

С повышением начального давления пара при постоянной его начальной температуре η_{oi} уменьшается, что несколько замедляет рост удельной выработки ε_i с повышением начального давления пара.

Связь между величинами ε_i и $\eta_i = H_i/q_{т.} = H_i/(Q_0 - H_i)$ характеризуется формулами вида (4.17):

$$\varepsilon_i = \frac{1}{1/\eta_i - 1}; \quad \eta_i = \frac{1}{1/\varepsilon_i + 1}, \quad (4.17a)$$

причем расход теплоты $Q_0 = h_0 - h_{о.к} = H_i + q_{т.}$

Определяя значение ε для теплофикационного потока, необходимо иметь в виду уровень конечного давления пара. Конечное давление пара конденсационных турбоустановок

изменяется в относительно небольших пределах и мало влияет на энергетическую эффективность повышения начальных параметров пара. Иначе для теплофикационных турбоустановок: чем выше конечное давление теплофикационного потока пара, тем резче влияет изменение начальных параметров пара на значение ε .

Конечное давление теплофикационного потока пара оказывает большое влияние на энергетическую эффективность теплофикационных турбоустановок; для ее повышения необходимо стремиться к всемерному снижению давления пара, отпускаемого внешним потребителям.

При определении зависимости КПД ТЭЦ от начальных параметров пара необходимо выдерживать основной принцип сравнения в различных вариантах — одинаковый отпуск электрической и тепловой энергии. При данном отпуске тепловой энергии ТЭЦ более высоких параметров пара вырабатывает больше электроэнергии, поэтому для ТЭЦ с более низкими параметрами пара дополнительно требуется замещающая мощность с конденсационной выработкой электроэнергии.

Таким образом, если допустим, что на ТЭЦ высоких параметров пара вся электроэнергия производится на тепловом потреблении турбоагрегатами с противодавлением так, что КПД производства электроэнергии такой ТЭЦ теоретически достигает единицы, то для ТЭЦ более низких параметров пара из-за дополнительной конденсационной выработки электроэнергии этот КПД остается меньше единицы во всем диапазоне отпуска пара из отборов, от $\alpha_{т.} = D_{т.}/D_0 = 0$ до $\alpha_{т.} = 1,0$. Здесь $D_{т.}$ — отбор пара на внешнего потребителя; $\alpha_{т.}$ — отбор пара в долях расхода его на турбину D_0 . Это иллюстрируется кривыми зависимости КПД производства электроэнергии на ТЭЦ с разными начальными параметрами пара (рис. 4.13). Отбор $\alpha_{т.} = 0$ соответствует конденсационному режиму (без отбора пара на внешнего потребителя), отбор $\alpha_{т.} = 1$ — режиму с противодавлением. Как видно из рис. 4.13, при соблюдении во всех вариантах равного отпуска тепловой и электрической энергии КПД ТЭЦ более высоких параметров пара во всем интервале долей отпуска пара $\alpha_{т.}$ от 0 до 1, включающем как крайние режимы чисто конденсационный и с противодавлением, выше КПД ТЭЦ с более низкими параметрами пара.

Промежуточный перегрев пара на теплоэлектроцентралях. Промежуточный перегрев пара на ТЭЦ имеет целью повышение КПД производства электроэнергии и экономию топлива. Рассматривая поток пара, проходящего через теплофикационную турбину, состоящим

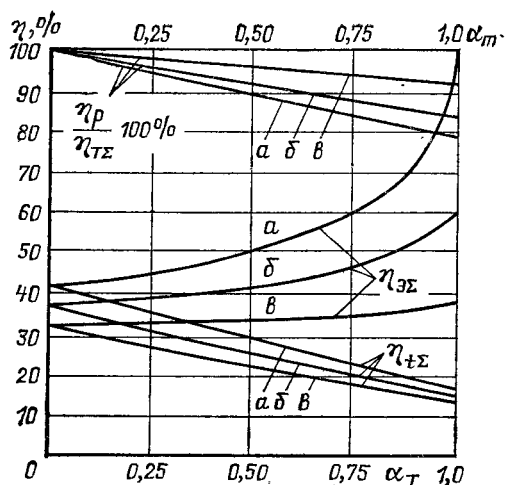


Рис. 4.13. Зависимость КПД производства электроэнергии $\eta_{э}$ и абсолютного $\eta_{тэ}$ ТЭЦ с одинаковыми электрической мощностью и отпуском пара, а также отношения КПД отдельной установки $\eta_{р}$ и ТЭЦ $\eta_{тэ}$ от доли отбора при различных начальных параметрах пара: а — ТЭЦ с высокими параметрами пара; б и в — ТЭЦ с пониженными параметрами пара

из основного — теплофикационного и дополнительного — конденсационного, нужно иметь в виду следующее. При промежуточном перегреве возрастает температура пара, используемого для внешнего потребителя. При заданном отпуске теплоты $Q_{т} = D_{т}(h_{т} - h_{о.к})$ и повышении энтальпии отпускаемого пара $h_{т}$ расход пара $D_{т}$ на внешнее тепловое потребление несколько уменьшается, что соответственно снижает эффект от увеличения работы теплофикационного потока в турбине благодаря промежуточному перегреву пара.

Поэтому экономия теплоты и топлива благодаря промежуточному перегреву на ТЭЦ меньше, чем на конденсационной электростанции, и может составить 3—4% (при отопительной нагрузке).

Вторая особенность применения промежуточного перегрева на ТЭЦ заключается в повышении оптимального его давления. Целесообразность повышения давления промежуточного перегрева пара на ТЭЦ по сравнению с КЭС ясна из рассмотрения теплофикационного потока пара. Очевидно, чем выше конечное давление пара этого потока, тем выше должно быть давление промежуточного перегрева пара по сравнению с оптимальным давлением конденсационного потока.

При сравнении вариантов ТЭЦ с различным давлением промежуточного перегрева пара также необходимо обеспечивать равный отпуск (или в первом приближении — равную выработку) электрической и тепловой энергии во всех вариантах. Поскольку оптимальное давление промежуточного перегрева

пара ($p_{п.п} \approx 2,5 \div 4,0$ МПа) на конденсационных электростанциях значительно выше, чем давление пара для внешних потребителей ($p_{т} = 0,1 \div 1,5$ МПа), как промышленных, так и отопительных, то тем более $p_{п.п}$ должно быть выше $p_{т}$ на ТЭЦ. Таким образом, на ТЭЦ должен осуществляться промежуточный перегрев общего потока пара, как теплофикационного, так и конденсационного.

На крупной ТЭЦ Линден (США) применен промежуточный перегрев только конденсационного потока пара, а пар для промышленного потребителя не подвергается промежуточному перегреву.

Промежуточный перегрев только конденсационного потока пара малоцелесообразен. Малую экономию теплоты (1—2%) дает промежуточный перегрев пара на промышленных ТЭЦ, на которых, кроме того, оптимальное давление промежуточного перегрева пара значительно повышается.

В СССР на отопительных ТЭЦ крупных городов работают мощные теплофикационные турбоагрегаты сверхкритических параметров с промежуточным перегревом пара Т-250-240 ТМЗ и турбоагрегаты докритических параметров с промежуточным перегревом пара Т-180-130 ЛМЗ.

4.5. Параметры пара атомных электростанций

На атомных электростанциях в настоящее время применяют, как правило, турбины на насыщенном водяном паре и ядерные реакторы, использующие обычную воду в качестве замедлителя и теплоносителя (типа ВВЭР), с двухконтурной схемой. В Советском Союзе получили также распространение уран-графитовые реакторы с водяным теплоносителем и одноконтурной схемой.

Для снижения конечной влажности пара в цилиндрах турбины до допустимого значения 10—13% применяют подсушку и промежуточный перегрев пара. Между цилиндрами турбины устанавливают сепаратор влаги (С) для подсушки пара до сухости примерно 0,99 и вслед за ним пароперегреватели промежуточного перегрева, обогреваемые паром из отбора турбины (ПП_о) и свежим паром (ПП_с) (рис. 4.14). Начальное давление насыщенного водяного пара по условиям ограничения параметров воды в ядерном реакторе принимают 6,0—7,0 МПа с соответствующей температурой насыщения примерно 280 °С.

Давление промежуточного перегрева («разделительное» давление) из условия достижения наибольшего КПД, а также с учетом конструктивного выполнения турбины

1) установкой новых конденсационных турбоагрегатов, например с более высокими начальными параметрами пара, т. е. в виде так называемой пристройки действующей электростанции (рис. 4.16,а);

2) установкой турбин высоких начальных параметров с противодавлением, несколько превышающим (назначение потерь при транспорте пара) начальное давление пара турбин действующих электростанций, т. е. в виде так называемой надстройки высоких параметров пара (рис. 4.16,б).

На электростанции с пристройкой к ней установки с более энергетически совершенными агрегатами КПД равен:

$$\eta_c^n = \frac{N_0 + N_n}{Q_0 + Q_n} = \frac{N_0}{Q_0} \frac{1 + N_n/N_0}{1 + Q_n/Q_0},$$

где N_0 и N_n — соответственно первоначальная и пристраиваемая мощности электростанции, кВт; Q_0 и Q_n — расход теплоты на первоначальную и пристраиваемую части электростанции, кВт.

Введем следующие обозначения величин: энергетический коэффициент пристройки

$$A_n = N_n/N_0;$$

КПД первоначальной электростанции

$$\eta_0 = N_0/Q_0;$$

КПД пристраиваемой части электростанции

$$\eta_n = N_n/Q_n.$$

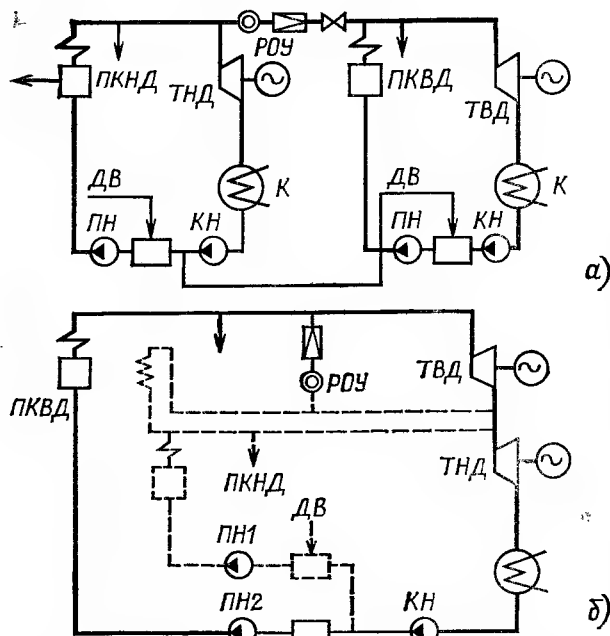


Рис. 4.16. Простейшие схемы пристройки (а) и надстройки (б) действующих электростанций установками высоких параметров пара:

ДВ — добавочная вода

После преобразований получаем:

$$\eta_c^n = \eta_0 \frac{1 + A_n}{1 + A_n \eta_0 / \eta_n};$$

относительное повышение КПД

$$\Delta \eta_c^n = \frac{\eta_c^n - \eta_0}{\eta_0} = \frac{1 - \eta_0 / \eta_n}{1 / A_n + \eta_0 / \eta_n}. \quad (4.19)$$

Если, например, электростанцию с КПД $\eta_0 = 0,30$ расширяют пристройкой такой же мощности $N_n = N_0$ с КПД $\eta_n = 0,40$, то относительное повышение КПД в результате пристройки составит:

$$\Delta \eta_c^n = \frac{1 - 0,3/0,4}{1 + 0,3/0,4} = \frac{0,25}{1,75} \approx 0,143.$$

Пристройка является обычным видом расширения действующей электростанции. Надстройка осуществляется при необходимости одновременного расширения электростанций и улучшения ее энергетических показателей. Надстройка является *полной*, если через новые турбины с противодавлением, так называемые предвключенные турбины, проходит весь пар, требуемый прежними конденсационными турбинами, и *частичной*, если через новые турбины проходит лишь часть пара, требуемого прежними турбинами.

При полной надстройке прежние паровые котлы устаревшей конструкции и технически изношенные демонтируют или часть их оставляют в резерве. При частичной надстройке часть прежних паровых котлов остается в работе. В обоих случаях полной и частичной надстройки предвключенные турбины снабжают паром из новых паровых котлов высоких параметров, как правило имеющих более высокий КПД, чем ранее установленные.

Температура отработавшего пара предвключенных турбин должна быть равна начальной температуре пара прежних турбин или ниже ее. В первом случае начальные параметры пара предвключенных турбин являются «сопряженными» по отношению к первоначальным, располагаясь на общей линии процесса расширения пара в турбинах, выше первоначальных параметров пара. Промежуточный перегрев пара, отработавшего в предвключенных турбинах, при этом не требуется.

Для обеспечения должной температуры пара перед прежними турбинами может осуществляться промежуточный перегрев пара в надстраиваемой части электростанции, например между цилиндрами предвключенной турбины.

Если новые начальные параметры пара не обеспечивают должной температуры перед прежними турбинами, возможен также про-

межуточный перегрев пара после предвключенных турбин, перед прежними турбинами.

Выбор места промежуточного перегрева пара зависит от уровня новых и старых начальных параметров пара, и давление его должно быть оптимальным. Очевидно, промежуточный перегрев пара между цилиндрами предвключенной турбины отвечает особенно высоким начальным параметрам предвключенных турбин.

Энергетическая особенность надстроек — получение дополнительной работы в предвключенных турбинах без дополнительных потерь теплоты в холодном источнике. Действительно, в отличие от пристроек, при которых появляются новые конденсаторы у новых турбин и дополнительные потери в холодном источнике, в случае надстроек потери теплоты в холодном источнике не возрастают, ограничиваясь потерями в конденсаторах прежних турбин.

Таким образом, надстройки можно также рассматривать как «внутреннюю теплофикацию» с выработкой электроэнергии и использованием отработавшей теплоты предвключенных турбин для совершения дальнейшей работы в конденсационных турбинах. Отсюда вытекает, что расход теплоты Q_n на надстройку теоретически эквивалентен электрической ее мощности N_n , т. е. $Q_n = N_n$, и, следовательно, КПД после надстройки равен:

$$\eta_c^n = \frac{N_0 + N_n}{Q_0 + N_n} = \frac{N_0}{Q_0} \frac{1 + N_n/N_0}{1 + N_n/Q_0};$$

при этом расход теплоты на прежние турбины Q_0 обеспечивается предвключенными турбинами целиком при полной надстройке и частично прежними паровыми котлами при частичной надстройке.

Введем энергетический коэффициент $A_n = N_n/N_0$ и КПД прежней установки $\eta_0 = N_0/Q_0$; теоретический КПД надстройки $\eta_n = N_n/Q_n = N_n/N_n = 1$.

Тогда после преобразований КПД электростанции с надстройкой

$$\eta_c^n = \eta_0 \frac{1 + A_n}{1 + A_n \eta_0}.$$

Относительное повышение КПД электростанции благодаря надстройке равно:

$$\Delta \eta_c^n = \frac{\eta_c^n - \eta_0}{\eta_0} = \frac{1 - \eta_0}{1/A_n + \eta_0}. \quad (4.20)$$

Если принять для примера $N_n = 0,5N_0$; $A_n = 0,5$; $\eta_0 = 0,30$, получим:

$$\Delta \eta_c^n = \frac{1 - 0,30}{2 + 0,30} = \frac{0,70}{2,30} \approx 0,30.$$

Таким образом, относительное повышение КПД благодаря надстройке при меньшей до-

полнительной мощности, чем у пристройки, вдвое выше, чем в случае пристройки (0,30 и 0,14). В этом проявляется отсутствие дополнительных потерь в холодном источнике, сущность надстройки как модернизации действующей электростанции.

Формула (4.20) определяет теоретическое повышение КПД благодаря надстройке. В реальных условиях с учетом потерь на электростанции КПД надстройки (новой установки)

$$\eta_n = \eta_m \eta_r \eta_{тр} \eta_{п.к} \approx 0,87 \div 0,90;$$

расход теплоты

$$Q_n = N_n / \eta_n \approx (1,10 \div 1,13) N_n.$$

С другой стороны, расход теплоты на первоначальной электростанции Q_0 уменьшается ввиду более высокого КПД новых паровых котлов $\eta_{п.к}^n$ по сравнению со старыми $\eta_{п.к}^0$ и (при полной надстройке) равен:

$$Q'_0 \approx Q_0 \eta_{п.к}^0 / \eta_{п.к}^n.$$

Нужно иметь в виду, что надстройки электростанций требуют установки новой мощности паровых котлов в среднем в 1,5—2,0 раза больше, чем в случае пристройки, так как при полной надстройке вся мощность должна быть обеспечена новыми паровыми котлами, в случае пристройки — только пристраиваемая ее часть.

Надстройка может осуществляться как на конденсационных электростанциях, так и на ТЭЦ, однако надстройка не увеличивает тепловой нагрузки теплоэлектроцентрали, в случае же пристройки теплофикационными турбоагрегатами тепловая нагрузка ТЭЦ возрастает.

Развитие энергетики данного района сооружением новых электростанций, пристроек или надстроек высоких параметров пара осуществляется на основе народнохозяйственных планов и технико-экономических расчетов.

4.7. Экономические значения параметров пара

Начальные параметры пара. Повышение начальных параметров пара имеет целью экономию топлива. Однако одновременно возрастает стоимость оборудования, так как повышение давления обуславливает увеличение толщины стенок и массы деталей оборудования, а повышение температуры — быстрое снижение допускаемых напряжений, что также приводит к увеличению размеров и массы оборудования, выполняемого из стали данного класса и марки. При переходе к более прочным и совершенным классам и маркам стоимость стали резко возрастает.

Таблица 4.1

Страна	Группа труб (класс стали)			
	I	II	III	IV
СССР	1	2,1—3,7	8—9	15—16
США	1	1,85—2,5	4,0	12,8—14
ФРГ	1	2,4—3,5	7—8	18

Стали можно разделить на следующие классы (группы):

I — углеродистые и марганцовистые стали (20, 15ГС и др.);

II — хромомолибденовые и хромомолибденованадиевые стали перлитного класса (12Х1МФ, 15Х1М1Ф и др.);

III — нержавеющие высокохромистые стали мартенситно-ферритного класса (1Х12В2МФ и др.);

IV — нержавеющие хромоникелевые стали аустенитного класса (1Х18Н12Т, 1Х14Н18В2БР и др.).

До температуры 450 °С возможно применение углеродистых сталей; до температуры 550 °С — слаболегированных сталей перлитного класса; более температуры 600 °С — соответственно сталей ферритно-мартенситного и аустенитного классов. Переход от сталей каждого из этих классов к более жаропрочным или жаростойким сталям следующих классов сопровождается повышением их стоимости в 2—5 раз.

Стоимость труб из сталей различных классов в СССР и других странах, отнесенная к стоимости стали 20 (I группа), приведена в табл. 4.1.

Изменение стоимости паровой турбины с изменением начального давления, руб/кВт, в пределах примерно от 16 до 30 МПа при температурах 540—580 °С можно ориентировочно оценить выражением

$$\Delta k = \frac{\Delta K}{N} \approx 0,75 \frac{\Delta p_0}{p_0},$$

где Δk и ΔK — изменения удельной и полной стоимостей турбины, руб/кВт и руб., соответственно; Δp_0 — изменение начального давления, МПа. Удельная стоимость паровой турбины с повышением начальной температуры от 525 до 565 °С возрастает, по данным расчетов, проведенных в ФРГ, примерно на 0,1 руб/кВт.

По данным турбостроительных фирм США, повышение начального давления на 1,0 МПа увеличивает удельную стоимость турбины на 1,5 %, а повышение начальной температуры на 10 °С — на 0,5 %.

Начальные параметры пара, параметры и число ступеней промежуточного перегрева пара выбирают на основании технико-эконо-

мических расчетов по минимуму расчетных затрат. При решении этой задачи необходимо учитывать возможную различную надежность оборудования при различных параметрах пара и видах цикла и, следовательно, различный аварийный резерв, необходимый для обеспечения заданной выработки энергии.

С повышением давления и температуры рабочей среды можно ожидать снижения надежности оборудования. Однако при сравнении создаваемого нового оборудования повышенных параметров пара с действующим оборудованием нужно считаться с совершенствованием технологии и возможностью применения улучшенных материалов для изготовления нового оборудования, что может компенсировать снижение его надежности.

С повышением давления и плотности пара в пределах данных габаритов агрегат (турбина) может развить большую мощность. Следовательно, повышение начального давления пара способствует укрупнению агрегатов и энергоблоков. Аналогично применение промежуточного перегрева пара, уменьшая удельный его расход на турбину, также способствует укрупнению агрегатов и энергоблоков. Отсюда следует, что задачи выбора параметров пара, вида цикла, мощности агрегатов (энергоблоков) взаимосвязаны и должны решаться комплексно.

Выбор начальных параметров пара и вида цикла зависит от стоимости топлива c_t , руб/т, и годового использования установленной мощности электростанции $T_{уст}$. Очевидно, чем больше эти показатели, тем выгоднее применение более высоких параметров.

На европейской территории Советского Союза топливо дорогое, нагрузка относительно неравномерная; паротурбинные энергоблоки должны нести не только основную, но и полупиковую нагрузку.

На востоке Советского Союза топливо дешевое, нагрузка преобладает промышленная, равномерная. Здесь целесообразно применение энергоблоков большой мощности также со сверхкритическими параметрами пара: энергоблоки 500 МВт на Экибастузском топливно-энергетическом комплексе и энергоблоки 800 МВт на Канско-Ачинском топливно-энергетическом комплексе (КАТЭК).

Экономическую целесообразность применения тех или иных параметров пара можно определить, сопоставляя дополнительные капиталовложения ΔK , руб., при более высоких параметрах пара с экономией на топливе благодаря повышению параметров за срок окупаемости $T_{ок}$. При таком сопоставлении получим, руб.:

$$(1 + p_{отч}) \Delta K \geq c_t \gamma T_{ок} \Delta B_{\gamma};$$

так как $\Delta K = N_{\text{уст}} \Delta k$; $\Delta T = N_{\text{уст}} T_{\text{уст}}$; $\Delta B_y = \Delta T \Delta b_y \cdot 10^{-3} = N_{\text{уст}} T_{\text{уст}} \frac{\Delta q_{\text{ту}} \cdot 10^{-3}}{Q_{\text{н}}^y \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{п.к}}}$, то после подстановки получим, руб/кВт:

$$(1 + p_{\text{отч}}) \Delta k \geq \frac{c_{\text{т}}^y T_{\text{ок}} T_{\text{уст}} \cdot 10^{-3}}{Q_{\text{н}}^y \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{п.к}}} \Delta q_{\text{ту}}, \quad (4.21)$$

где Δk — разность удельных стоимостей установленного киловатта в сравниваемых вариантах, руб/кВт; $p_{\text{отч}}$ — доля ежегодных отчислений от капиталовложений, равная сумме отчислений на амортизацию $\alpha_{\text{ам}}$ и нормативного коэффициента эффективности $E_{\text{н}}$, в долях единицы в год; $T_{\text{уст}}$ — годовое число часов использования установленной мощности электростанции, ч/год; $\Delta q_{\text{ту}}$ — экономия теплоты турбоустановкой из-за повышения параметров пара, кДж/(кВт·ч); $Q_{\text{н}}^y = 29,3 \cdot 10^3$ кДж/кг — теплота сгорания условного топлива; $\eta_{\text{п.к}}$ и $\eta_{\text{тр}}$ — соответственно КПД парового котла и транспорта теплоты; $N_{\text{уст}}$ — установленная мощность электростанции, кВт; $c_{\text{т}}^y$ — стоимость условного топлива, руб/т.

Из (4.21) следует, что отношение

$$\frac{\Delta k}{\Delta q_{\text{ту}}} \geq \frac{c_{\text{т}}^y T_{\text{ок}} T_{\text{уст}} \cdot 10^{-3}}{Q_{\text{н}}^y \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{п.к}} (1 + p_{\text{отч}})} = a, \quad (4.22)$$

т. е. повышение параметров пара экономически выгодно, если отношение $\Delta k / \Delta q_{\text{ту}}$ равно значению a или меньше его, и невыгодно, если это отношение больше a . Графически указанное условие, по предложению ЦКТИ, можно иллюстрировать рис. 4.17, на котором нанесена прямая $\Delta k_{\text{расч}}$ под углом $\alpha_{\text{ок}}$, отвечающим определенному сроку окупаемости, например $T_{\text{ок}} = 8$ лет, и определенной стоимости условного топлива, например $c_{\text{т}}^y = 10$ руб/т. Кроме того, нанесена условная кривая действительного возрастания удельной стоимости электростанции $\Delta k_{\text{действ}}$ при повышении начальных параметров пара. Если

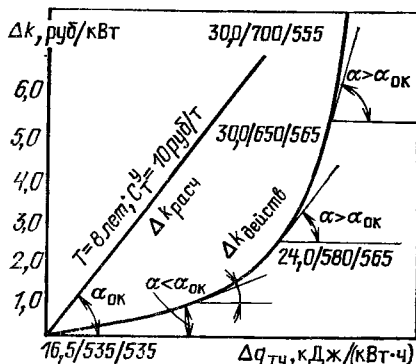


Рис. 4.17. Взаимная связь дополнительных удельных капиталовложений Δk , руб/кВт, и экономии теплоты, расходуемой на турбоустановку $\Delta q_{\text{ту}}$, кДж/(кВт·ч), при изменении начальных параметров пара

3, $\frac{\text{млн. руб.}}{100}$

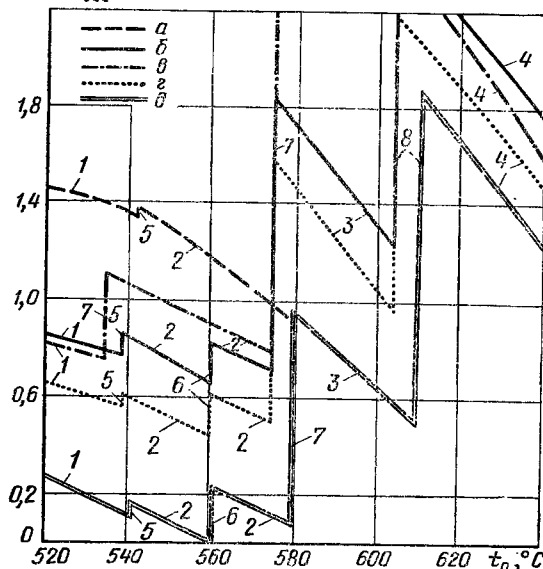


Рис. 4.18. Зависимость от начальной температуры перерасхода расчетных затрат на энергоблок 800 МВт с различным начальным давлением пара по сравнению с оптимальным вариантом:

a — 16 МПа; b , g , d — 24 МПа; e — 30 МПа; a , b , e — исходные данные; g — после оптимизации термодинамических параметров; d — после оптимизации конструктивных характеристик; 1 — сталь 12Х1МФ; 2 — стали ЭИ-756 и 15Х1МФ; 3 — стали ЭИ-257 и ЭИ-756; 4 — сталь ЭИ-695; 5 — увеличение числа пакетов пароперегревателя; 6 — переход от катаных к сверленным паропроводам и увеличение числа пакетов; 7 и 8 — увеличение числа пакетов и переход к наиболее прочным сталям

наклон касательной к этой кривой $\alpha \leq \alpha_{\text{ок}}$, повышение параметров экономически выгодно. При $\alpha > \alpha_{\text{ок}}$ повышение параметров экономически целесообразно. Кривая $\Delta k_{\text{действ}}$ может состоять из отдельных отрезков, соответствующих переходам от одних параметров пара к другим, более высоким.

Выбор начальных параметров пара, параметров и числа ступеней промежуточного перегрева является частью общей задачи комплексной оптимизации термодинамических и конструктивных характеристик энергоблока. Результаты такой разработки, выполненной Сибирским энергетическим институтом (СЭИ) АН СССР применительно к энергоблоку 800 МВт в европейской части Советского Союза при базовой его нагрузке, показаны на рис. 4.18. На этом рисунке показан перерасход расчетных затрат в вариантах с начальным давлением пара, равным примерно 16; 24 и 30 МПа, по сравнению с оптимальным вариантом 24,0 МПа и 560 °С в зависимости от начальной температуры пара в пределах 520—640 °С. Из рисунка видно, что варианты с начальным давлением 24,0 МПа во всей области начальных температур экономически выгоднее вариантов 16 и 30 МПа.

Скачкообразное изменение расчетных затрат при некоторых значениях начальной температуры обуславливается применением более совершенных и дорогих классов стали, переходом от катаных к сверленным паропроводам, увеличением числа выходных пакетов пароперегревателя. Важно отметить, что минимум расчетных затрат соответствует, как правило, началу скачкообразного повышения их из-за перехода к другому классу стали, к другому типу паропроводов и т. п.

В Советском Союзе, как и за рубежом, повышение параметров пара происходило вместе с укрупнением агрегатов в соответствии с техническим прогрессом на электростанциях и в энергомашиностроении.

В 20-х и 30-х годах параметры пара составляли у серийного оборудования 2—3 МПа при температуре пара около 400 °С. Лишь на отдельных электростанциях были применены более высокие (до 13 МПа и 500 °С) параметры пара. В середине 40-х годов началось внедрение параметров пара 9 МПа, 480—535 °С без промежуточного перегрева.

В начале 50-х годов на Черепетской ГРЭС был введен в работу наиболее крупный в Европе турбоагрегат 150 МВт с начальными параметрами пара 17 МПа, 550 °С и с промежуточным перегревом пара до 520 °С, с паровыми котлами барабанного типа. Эти параметры пара не были приняты серийными, хотя на зарубежных ТЭС давление пара 16—17 МПа распространено.

Серийными были приняты параметры пара 13 МПа, 565 °С с промежуточным перегревом пара до 565 °С у энергоблоков 150 и 200 МВт.

В конце 50-х годов началось внедрение основных серийных энергоблоков 300 МВт с начальными параметрами 24 МПа, 560 °С и с промежуточным перегревом пара до 565 °С.

В настоящее время энергоблоки с давлением пара 13 и 24 МПа работают с начальной температурой и температурой промежуточного перегрева преимущественно 540 °С, что ухудшает их тепловую экономичность, но повышает надежность. На зарубежных ТЭС энергоблоки также работают преимущественно с температурой 530—540 °С при давлении 13, 16 и 24 МПа. Преобладают схемы с одной ступенью промежуточного перегрева, хотя имеется ряд энергоблоков с двухступенчатым промежуточным перегревом пара.

На электростанции Эддистон (США) имеется энергоблок 325 МВт с параметрами пара около 35 МПа, 650 °С, с двухступенчатым промежуточным перегревом пара до 565 °С. Энергоблок электростанции Хьюлз в ФРГ имеет мощность 85 МВт, начальные параметры около 31 МПа, 605 °С, две ступени промежуточного перегрева до 560 °С.

В ряде зарубежных стран появились тенденции повышения начальных параметров: новые энергоблоки имеют единичную мощность 800—1300 МВт при начальном давлении пара 24—26 МПа. В отдельных случаях применяются две ступени промежуточного перегрева пара при температурах рабочего тела 566/566/566 °С.

В СССР освоена установка с предвключенной турбиной 100 МВт, 30 МПа, 650 °С, с промежуточным перегревом при 10 МПа и с противодавлением 3 МПа.

Установки с такими высокими начальными параметрами пара не получили пока дальнейшего распространения из-за высокой стоимости и недостаточной освоенности оборудования, требующего применения аустенитной стали.

По использованию энергоблоков со сверхкритическим давлением пара (СКД) СССР занимает второе (после Японии) место в

мире. Одна треть энергооборудования современных ТЭС в стране — энергоблоки СКД. Это позволяет ежегодно экономить около $4 \cdot 10^6$ т условного топлива по сравнению с начальными параметрами пара 13 МПа, 565/565 °С.

Переход от параметров пара 24 МПа, 540/540 °С к начальным параметрам пара 30 МПа, 650 °С (по данным ГКНТ СССР) обеспечит повышение экономичности электростанций на 4—5 %.

Вакуум. Определение оптимального вакуума — технико-экономическая задача, требующая для своего решения учета ряда факторов: характеристик ЧНД турбины, конденсатора, системы водоснабжения, электростанции с замещающей мощностью, стоимости топлива и др.

Значение вакуума зависит существенно от климатических и метеорологических факторов — температуры охлаждающей воды, температуры и влажности воздуха в системах с испарительным охлаждением воды, их сезонного изменения. Значительно влияет на выбор экономического вакуума также характер нагрузки электростанции, использование ее мощности в году.

Ряд величин, в особенности климатические и метеорологические данные, перспективные нагрузки и т. д., не имеет строго определенных (детерминированных) значений, вследствие чего нужно учитывать частично неопределенный или вероятностный характер исходной информации.

Ввиду значительной сложности и многовариантности оптимизацию вакуума и связанных с ним характеристик электростанции выполняют методами математического моделирования с использованием электронных вычислительных цифровых машин (ЭВМ). Получаемые при этом результаты оптимизации уточняют при реальном проектировании расчетах вариантов, относительно близких к полученному предварительно оптимальному решению.

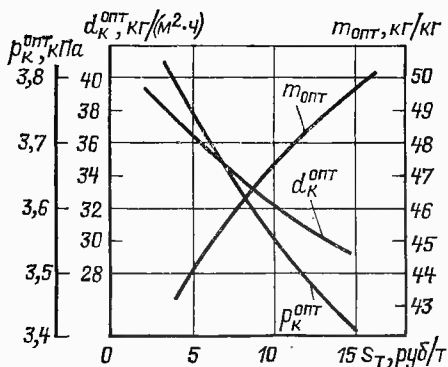


Рис. 4.19. Пример зависимости основных характеристик конденсационной установки от стоимости условного топлива

Оптимизация вакуума и связанных с ним характеристик оборудования и сооружений имеет важное значение как для конденсационных электростанций, так и для теплоэлектроцентралей.

Примерная зависимость основных характеристик конденсационной установки $p_k^{\text{опт}}$,

кПа, $d_k^{\text{опт}}$, кг/(м²·ч), $m_{\text{опт}}$, кг/кг, от стоимости топлива показана на рис. 4.19.

С увеличением стоимости топлива кратность охлаждения возрастает, конечное давление пара в турбоустановке и удельная паровая нагрузка конденсатора турбины снижаются.

Глава пятая

РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

5.1. Общая характеристика регенеративного подогрева воды и его энергетическая эффективность

Регенеративный подогрев основного конденсата и питательной воды котлов осуществляется паром, отработавшим в турбине. Греющий пар, совершив работу в турбине, конденсируется затем в подогревателях. Выделенная этим паром теплота возвращается в котел, как бы регенерируется.

Регенеративный подогрев воды (конденсата турбины) повышает КПД турбоустановки на 10—12% и применяется на всех современных паротурбинных электростанциях.

Турбины выполняют с 7—9 регенеративными отборами пара и применяют соответствующее число последовательно включенных подогревателей (ступеней подогрева). Повышение КПД турбоустановки электростанции обуславливается выработкой электроэнергии без потерь теплоты в конденсаторе турбины.

В теплофикационных турбинах отпуск теплоты внешнему потребителю позволяет в еще больших масштабах выработать электроэнергию без потерь теплоты в конденсаторе турбины, что приводит к росту КПД турбоустановки, но при этом термический КПД цикла η_t снижается, тогда как при регенеративном подогреве растет. Существенным отличием регенеративных отборов пара от теплофикационных является ограниченность количества используемой отработавшей теплоты турбин в зависимости от возможного подогрева питательной воды. Но на отработавшую теплоту регенеративных отборов топлива не расходуется. На отработавшую теплоту турбин для внешнего потребителя расходуется дополнительное количество топлива.

По физическому методу распределения теплоты между электрической и тепловой энергией на долю последней относят теплоту, действительно затрачиваемую на нее, а на долю электрической энергии — остальное количество теплоты.

На конденсационной электростанции с регенеративным подогревом воды расход теплоты на производство электроэнергии совпадает с полным расходом теплоты.

Абсолютный КПД конденсационной турбоустановки совпадает с КПД по производству электроэнергии. Для теплофикационной турбоустановки эти КПД различны.

КПД турбоустановки выражается в общем виде так:

$$\eta_0 = \frac{Q_0 - Q_k}{Q_0} = 1 - \frac{Q_k}{Q_0}.$$

Для 1 кг пара при отсутствии регенеративного подогрева воды $Q_k = q_k = h_k - h_k'$ и $Q_0 = h_0 - h_k'$; следовательно,

$$\eta_0 = 1 - \frac{q_k}{h_0 - h_k'}.$$

При регенеративном подогреве воды потеря теплоты в конденсаторе турбины уменьшается и составляет $\alpha_k q_k$, где α_k — пропуск пара в конденсатор турбины в долях расхода свежего пара. При этом $\alpha_k = 1 - \sum_1^z \alpha_r$, где

$\sum_1^z \alpha_r$ — сумма долей регенеративных отборов пара из турбины.

В простейшем случае одного регенеративного отбора $\alpha_k = 1 - \alpha_1$.

КПД турбоустановки с регенеративным подогревом питательной воды паром из отборов турбины

$$\eta_r = 1 - \alpha_k q_k / Q_0, \quad (5.1)$$

где в данном случае $Q_0 = h_0 - h_{п.в.}$, здесь $h_{п.в.}$ — энтальпия подогретой питательной воды на выходе из турбоустановки (перед котлом), равная

$$h_{п.в.} = \alpha_k h_k' + \sum \alpha_r h_r,$$

где h_r — энтальпия греющего пара регенеративных отборов турбины. При одноступенчатом подогреве воды $h_{п.в.} = \alpha_k h_k' + \alpha_1 h_1$.

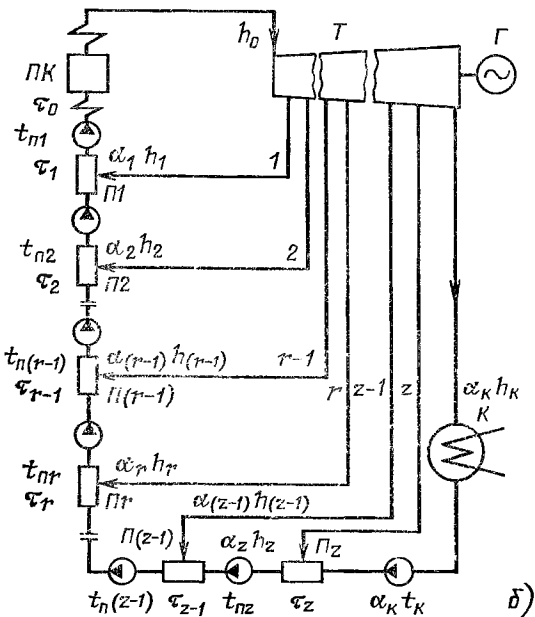
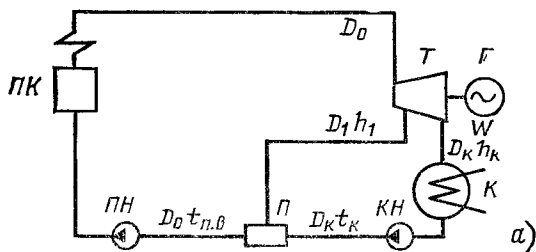


Рис. 5.1. Схема регенеративного подогрева воды в смешивающих подогревателях:
а — одноступенчатый подогрев; б — многоступенчатый подогрев

Применяют регенеративные подогреватели смешивающего и поверхностного типов. На рис. 5.1 показаны схемы многоступенчатого и одноступенчатого регенеративного подогрева воды в смешивающих подогревателях.

Повышение КПД турбоустановки вследствие регенеративного одноступенчатого подогрева воды в смешивающем подогревателе равно:

$$\Delta\eta_r = \eta_r - \eta_0 = q_k \left(\frac{1}{h_0 - h_{к'}} - \frac{\alpha_k}{h_0 - h_{п.в}} \right),$$

или

$$\Delta\eta_r = q_k \frac{h_0 - h_{п.в} - \alpha_k(h_0 - h_{к'})}{(h_0 - h_{п.в})(h_0 - h_{к'})},$$

где

$$h_{п.в} = \alpha_k h_{к'} + \alpha_r h_r, \quad \text{а} \quad \frac{q_k}{h_0 - h_{к'}} = 1 - \eta_0.$$

Поэтому

$$\Delta\eta_r = \frac{\alpha_r \Delta h_r (1 - \eta_0)}{h_0 - h_{п.в}},$$

где $\Delta h_r = h_0 - h_r$ — работа пара регенеративного отбора.

$$\delta\eta_r = \frac{\eta_r - \eta_0}{\eta_0} = \frac{\alpha_r \Delta h_r (1 - \eta_0)}{(h_0 - h_{п.в}) \eta_0}. \quad (5.2)$$

Из выражений $\Delta\eta_r$ и $\delta\eta_r$ следует, что регенеративный подогрев воды повышает КПД турбоустановки $\Delta\eta_r > 0$ и $\delta\eta_r > 0$.

Относительное повышение КПД турбоустановки благодаря регенеративному подогреву воды можно показать наглядно, пользуясь методом расщепления потоков пара и воды и понятием энергетического коэффициента.

КПД турбоустановки с одноступенчатым регенеративным подогревом воды равен

$$\eta_r = \frac{\alpha_k \Delta H_k + \alpha_r \Delta h_r}{\alpha_k (h_0 - h_{к'}) + \alpha_r \Delta h_r}, \quad (5.3)$$

или

$$\eta_r = \frac{\alpha_k \Delta H_k}{\alpha_k q_{0к}} \frac{1 + \alpha_r \Delta h_r / \alpha_k \Delta H_k}{1 + \alpha_r \Delta h_r / \alpha_k q_{0к}},$$

где ΔH_k — теплоперепад сквозного конденсационного потока пара в турбине; $q_{0к}$ — расход теплоты на конденсационный поток пара.

КПД турбоустановки без регенеративного подогрева воды $\eta_0 = \Delta H_k / q_{0к}$. Числитель выражения КПД η_r (5.3) равен расходу теплоты на турбоустановку (на 1 кг пара). Действительно,

$$\begin{aligned} \alpha_k \Delta H_k + \alpha_r \Delta h_r &= \alpha_k (h_0 - h_{к'}) + \\ &+ \alpha_r (h_0 - h_r) = h_0 - (\alpha_k h_{к'} + \alpha_r h_r) = \\ &= h_0 - h_{п.в}. \end{aligned}$$

Обозначим работу конденсационного потока пара $\alpha_k \Delta H_k = W_k$, работу пара регенеративного отбора $\alpha_r \Delta h_r = W_r$, энергетический коэффициент пара регенеративного отбора

$$A_r = \frac{\alpha_r \Delta h_r}{\alpha_k \Delta H_k} = \frac{W_r}{W_k}. \quad (5.3a)$$

Таким образом, с учетом приведенных выше выражений

$$\eta_r = \eta_0 \frac{1 + A_r}{1 + A_r \eta_0} \quad (5.4)$$

и

$$\delta\eta_r = \frac{\eta_r}{\eta_0} - 1 = \frac{1 - \eta_0}{1/A_r + \eta_0}. \quad (5.5)$$

Можно показать, что выражения для $\delta\eta_r$ по (5.2) и (5.5) тождественны.

Из (5.4) и (5.5) видно, что регенеративный подогрев воды повышает КПД турбоустановки. Формулы (5.4) и (5.5) действительны при любом числе регенеративных отборов и ступеней подогрева воды. В этом случае

$$A_r = \frac{\Sigma \alpha_r \Delta h_r}{\alpha_k \Delta H_k} = \frac{\Sigma W_r}{W_k}. \quad (5.36)$$

Принимая для примера $\eta_0=0,45$; $A_r=0,20$; получаем

$$\delta\eta_r = \frac{0,55}{5 + 0,45} \approx 0,10.$$

Наряду с теплофикацией регенеративный подогрев воды — важный источник экономии топлива на тепловых электростанциях.

5.2. Расход пара на турбину с регенеративными отборами

Расход пара D_0 на турбину с отбором D_r определяется по формуле

$$D_0 = D_{0(k)} + y_r D_r,$$

где расход пара на турбину с теми же параметрами, но без отбора ($D_r = 0$) $D_{0(k)} = \frac{3600N_э}{\Delta H_{ки} \eta_{lm} \eta_r}$;

$y_r = \frac{h_r - h_k}{h_0 - h_k}$ — коэффициент недовыработки мощности паром регенеративного отбора (рис. 5.2).

Регенеративные отборы пара выражают обычно (для КЭС, как правило) в долях расхода свежего пара: $\alpha_r = D_r/D_0$. Поэтому расход пара на турбину

$$D_0 = \frac{D_{0(k)}}{1 - y_r \alpha_r} = \frac{3600N_э}{\Delta H_{ки} (1 - \alpha_r y_r) \eta_{lm} \eta_r}, \quad (5.6)$$

или

$$D_0 = \frac{3600N_э}{\Delta H_{ки}^{эKB} \eta_{lm} \eta_r}; \quad (5.6a)$$

здесь $\Delta H_{ки}^{эKB} = \Delta H_{ки} (1 - \alpha_r y_r)$ — эквивалентный (приведенный) теплоперепад свежего пара в конденсационной турбине без отборов с той же электрической мощностью $N_э$ и тем же расходом пара D_0 .

Из-за регенеративных отборов расход пара на конденсационную турбину возрастает в отношении:

при единственном отборе

$$\beta_r = D_0/D_{0(k)} = 1/(1 - \alpha_r y_r);$$

при любом числе отборов z

$$\beta_r = 1 / \left(1 - \sum_1^z \alpha_r y_r \right); \quad (5.7)$$

для современных конденсационных турбин $\beta_r \approx 1,25$. Таким образом, для предварительной оценки можно принимать

$$D_0 = \beta_r D_{0(k)} \approx 1,25 D_{0(k)}.$$

Расход пара на теплофикационную турбину с регенеративными отборами

$$D_0 = D_{0(k)} + \sum_1^n D_T y_T + \sum_1^z y_r D_r,$$

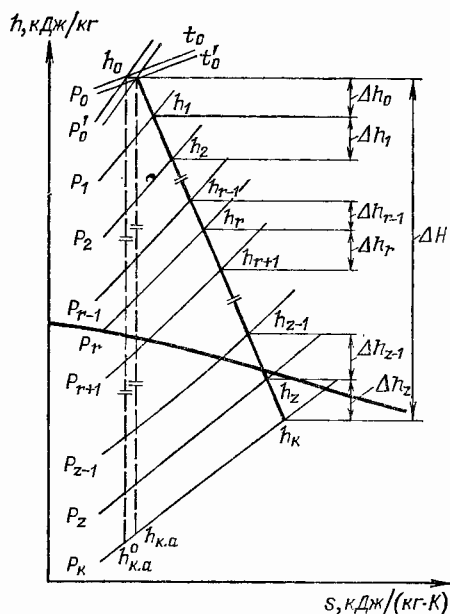


Рис. 5.2. Процесс работы пара в турбине с конденсацией и регенеративными отборами

где D_T , D_r — теплофикационные и регенеративные отборы; y_T и y_r — соответствующие коэффициенты недовыработки.

Принимая $D_r = \alpha_r D_0$, получаем

$$D_0 = \frac{D_{0(k)} + \sum y_T D_T}{1 - \sum \alpha_r y_r} = \beta_r (D_{0(k)} + \sum y_T D_T),$$

для современных теплофикационных турбин с регенеративными отборами пара $\beta_r \approx 1,15$, что также позволяет предварительно оценить расход пара.

5.3. Типы подогревателей и схемы их включения

Расход пара на подогреватель зависит от его типа, схемы включения, параметров пара и воды.

Для регенеративного подогрева воды на электростанциях применяют преимущественно поверхностные подогреватели и частично — смешивающие. Смешивающие подогреватели энергетически выгоднее, так как в них возможен наиболее высокий подогрев воды — до температуры насыщения греющего конденсируемого пара:

$$t_{br} = t_{rn} \text{ и } h_{br} = h'_r,$$

где t_{br} и t_{rn} — температуры, а h_{br} и h'_r — энтальпии соответственно подогретой воды и конденсата греющего пара.

Смешивающие подогреватели дешевле и надежнее поверхностных, обеспечивают лучший водный режим установки. Однако после

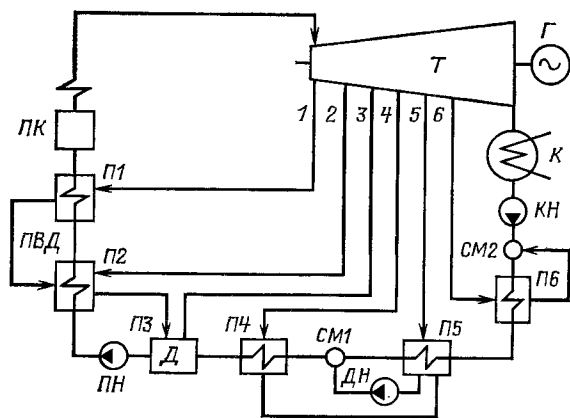


Рис. 5.3. Схема турбоустановки с поверхностными подогревателями низкого давления (ПНД), смешивающим подогревателем и подогревателями высокого давления (ПВД), ДН — дренажный насос

каждого смешивающего подогревателя (за отдельными исключениями) необходима установка перекачивающих насосов, так как давление в каждом последующем по ходу воды подогревателе выше, чем в предыдущем (см. рис. 5.1,а).

Поверхностные подогреватели свободны от этого недостатка: достаточно иметь конденсатный насос, перекачивающий воду через группу поверхностных подогревателей низкого давления (ПНД), и питательный насос, перекачивающий воду через группу подогревателей высокого давления (ПВД) (рис. 5.3).

В поверхностных подогревателях из-за термического сопротивления металла трубок вода нагревается до температуры ниже температуры насыщения (конденсации) греющего пара:

$$t_{Br} = t_{rH} - \theta_r; h_{Br} = h'_r - \phi_r,$$

где θ_r и ϕ_r — недогрев воды до состояния насыщения по температуре и по энтальпии, °С и кДж/кг.

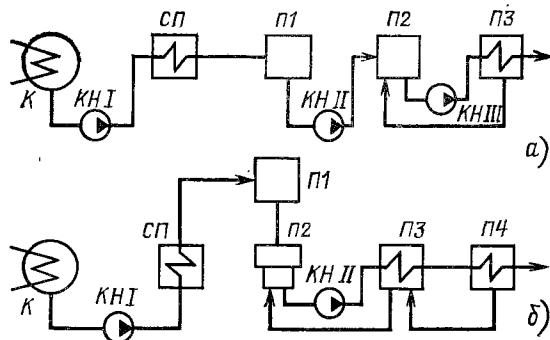


Рис. 5.4. Схемы включения смешивающих подогревателей:

а — с перекачивающим насосом; б — гравитационная схема; СП — сальниковый подогреватель

Значения недогрева воды θ_r и ϕ_r определяются технико-экономическим расчетом; чем меньше недогрев, тем меньше расход теплоты и топлива, но тем больше поверхность нагрева и стоимость подогревателя.

В ПВД применяют стальные трубки; в ПНД в определенных условиях продолжают применять латунные трубки. Медь из латуни вымывается конденсатом и переносится в котел и турбину. Надежность и экономичность энергоблока при этом снижаются. Применение ПНД с трубками из нержавеющей стали удорожает установку. В настоящее время в энергоблоках применяют один или два первых по ходу воды ПНД смешивающего типа. Между двумя смешивающими ПНД устанавливают перекачивающий насос (рис. 5.4,а) или первый ПНД размещают выше второго для перелива воды во второй ПНД без насоса (гравитационная схема) (рис. 5.4,б).

Один из смешивающих подогревателей с давлением пара 0,6—1,0 МПа используют для удаления газов из воды в качестве деаэратора.

Распространение получил нейтрально-кислородный водный режим энергоблоков с вводом кислорода в тракт конденсата (перед конденсатным насосом). Образующаяся при этом на внутренней поверхности трубок оксидная пленка предохраняет металл от дальнейшей коррозии. Исключая при таком водном режиме деаэратор, получают бездеаэраторную схему (рис. 5.5) (см. § 9.3).

Расходы пара на подогреватели определяют из уравнений их теплового и материального баланса. Уравнения теплового баланса составляют по следующим принципам:

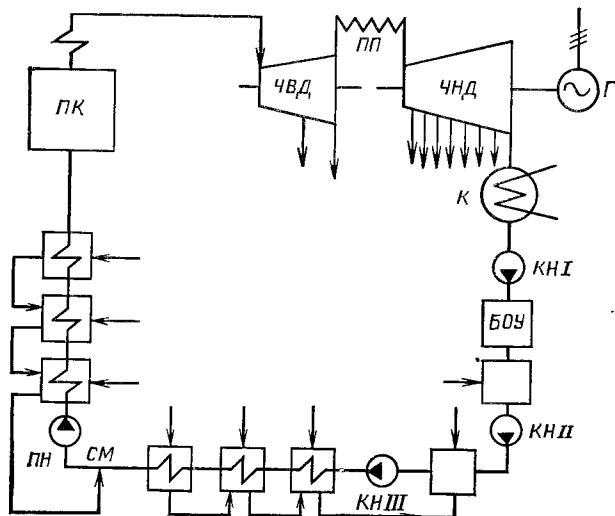


Рис. 5.5. Бездеаэраторная схема включения регенеративных подогревателей:

БОУ — блочная обессоливающая установка

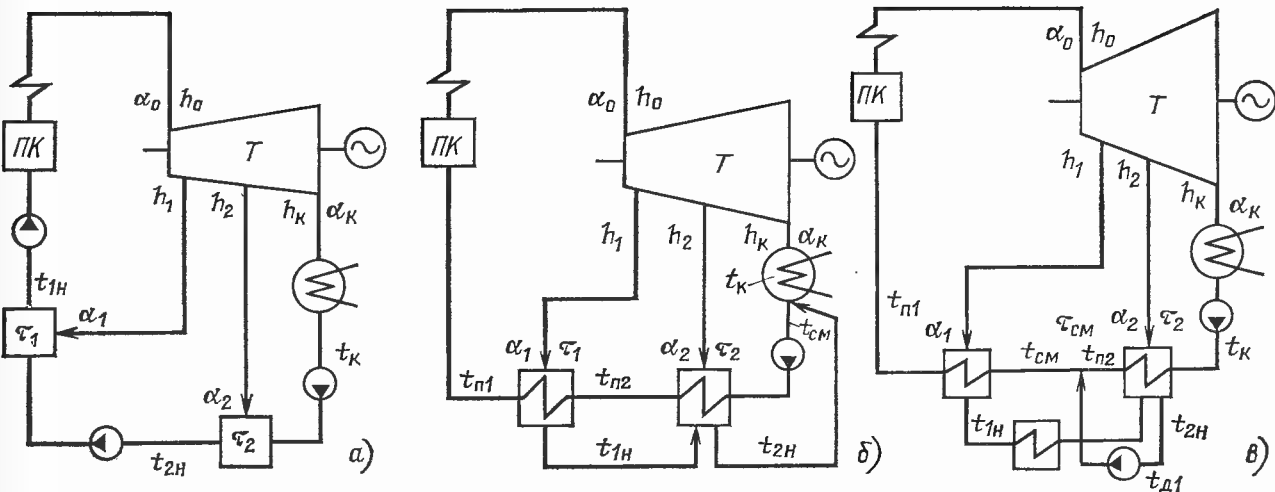


Рис. 5.6. Схемы включения подогревателей:

а — две ступени включения смешивающих подогревателей; б — два смежных поверхностных подогревателя с каскадным сливом дренажей; в — то же с охладителями дренажа и смесителем между подогревателями

смешивающие подогреватели — сумма теплот, подводимых к подогревателю, равна сумме теплот, отводимых из подогревателя;

поверхностные подогреватели — теплота, отдаваемая греющими потоками, равна теплоте, получаемой подогреваемой водой (основным конденсатом).

Расход пара на подогреватели в тепловой схеме целесообразно определять, начиная с подогревателей высокого давления. Пропуск воды через ПВД известен. Для конденсационной электростанции принимаем $\alpha_{п.в} = \alpha_0 = 1$.

Для смешивающих подогревателей № 1 (П1) и № 2 (П2) имеем (рис. 5.6, а):
 для П1:

$$\alpha_1 h_1 + (1 - \alpha_1) h_2' = h_1',$$

отсюда

$$\alpha_1 = \frac{\tau_1}{\tau_1 + q_1},$$

где $\tau_1 = h_1' - h_2'$; $q_1 = h_1 - h_1'$; $h_1 - h_2' = h_1 - h_1' + h_1' - h_2' = q_1 + \tau_1$;
 для П2:

$$\alpha_2 h_2 + (1 - \alpha_1 - \alpha_2) h_k' = (1 - \alpha_1) h_2',$$

отсюда

$$\alpha_2 = (1 - \alpha_1) \frac{\tau_2}{\tau_2 + q_2},$$

где $\tau_2 = h_2' - h_k'$; $q_2 = h_2 - h_2'$; $h_2 - h_k' = q_2 + \tau_2$;
 $1 - \alpha_1 = q_1 / (q_1 + \tau_1)$; поэтому

$$\alpha_2 = \frac{q_1}{q_1 + \tau_1} \frac{\tau_2}{\tau_2 + q_2}.$$

Важной величиной в основном выражении для КПД турбоустановки является α_k ; из со-

отношения для α_1 и α_2 получим:

$$\alpha_k = 1 - \alpha_1 - \alpha_2 = (1 - \alpha_1) - (1 - \alpha_1) \frac{\tau_2}{\tau_2 + q_2},$$

отсюда

$$\alpha_k = (1 - \alpha_1) \frac{q_2}{q_2 + \tau_2} = \frac{q_1}{q_1 + \tau_1} \frac{q_2}{q_2 + \tau_2}.$$

При любом числе смешивающих подогревателей

$$\alpha_k = \prod_1^z \frac{q_r}{q_r + \tau_r}, \quad (5.8)$$

где Π — знак произведения; z — общее число ступеней подогрева. Это выражение используется при оптимизации параметров регенеративного подогрева воды.

Схема с поверхностными подогревателями усложняется наличием дополнительных линий дренажа (конденсата греющего пара). Простейшим является отвод (слив) дренажа из данного подогревателя в соседний, более низкого давления (рис. 5.6, б).

Недостаток схемы — вытеснение греющего пара подогревателя № 2 из отбора с более низким давлением дренажом из подогревателя № 1 и ухудшение тепловой экономичности турбоустановки.

Доли отборов пара на подогреватели П1 и П2 определяются из уравнений:

для П1: $\alpha_1 (h_1 - h_1') = h_{в1} - h_{в2}$, откуда определяем $\alpha_1 = \tau_1 / q_1$, причем $\tau_1 = h_{в1} - h_{в2}$; $q_1 = h_1 - h_1'$; $h_{в1} = h_1' - \theta_1$; $h_{в2} = h_2' - \theta_2$;

для П2:

$$\alpha_2 (h_2 - h_2') + \alpha_1 (h_1' - h_2') = h_{в2} - h_{см},$$

где $h_{см}$ — энтальпия воды после смесителя основного конденсата турбины и дренажей из П1 и П2.

Следует написать уравнение смешения в смесителе и затем исключить величину $h_{см}$ из двух уравнений:

$$h_{см} = \alpha_k h_k' + (\alpha_1 + \alpha_2) h_2',$$

но $\alpha_k = 1 - \alpha_1 - \alpha_2$, поэтому

$$h_{см} = h_k' + (\alpha_1 + \alpha_2) (h_2' - h_k').$$

Подставляя в уравнение для П2 вместо $h_{см}$ его выражение в функции α_1 и α_2 , определяем α_2 . Зная α_1 и α_2 , определяем $\alpha_k = 1 - \alpha_1 - \alpha_2$, а затем подогрев воды в смесителе:

$$\tau_{см} = h_{см} - h_k' = (\alpha_1 + \alpha_2) (h_2' - h_k').$$

Схему с поверхностными подогревателями и каскадным сливом дренажа совершенствуют, включая у подогревателя № 1 охладитель дренажа. Вследствие охлаждения конденсата греющего пара водой, входящей в теплообменник, уменьшается расход пара на этот подогреватель и увеличивается расход на соседний подогреватель, в который сливается дренаж. В результате возрастает работа пара отборов и уменьшается потеря теплоты в конденсаторе турбины.

Суммарный дренаж из подогревателя № 2 перекачивают насосом в смеситель на линии главного конденсата между подогревателями П1 и П2 (рис. 5.6, в).

Доли отборов определяют из следующих уравнений:

для П1:

$$\alpha_1 (h_1 - h_{д1}) = h_{в1} - h_{см},$$

где $h_{д1} = h_{см} + \theta_{д1} \approx h_{в2} + \theta'_{д1}$.

Энтальпию охлажденного дренажа $h_{д1}$ выбирают, принимая его температуру на 5—10 °С выше температуры воды на входе в охладитель дренажа;

для смесителя:

$$h_{см} = (\alpha_1 + \alpha_2) h_2' + (1 - \alpha_1 - \alpha_2) h_{в2},$$

где $h_{в2} = h_2' - \theta_2$ или $h_{см} = h_{в2} + (\alpha_1 + \alpha_2) (h_2' - h_{в2})$;

для П2:

$$\alpha_2 (h_2 - h_2') + \alpha_1 (h_{д1} - h_2') = (1 - \alpha_1 - \alpha_2) (h_{в2} - h_k').$$

Подставляя выражение $h_{см}$ в уравнение для П1, получаем соотношение между α_1 и α_2 . Решая его совместно с уравнением для П2, определяем α_1 и α_2 , а затем α_k и $\tau_{см}$.

При каскадном сливе дренажа греющими для данного подогревателя являются два потока: пар из отбора турбины и дренаж, сли-

ваемый в данный подогреватель. Важно отметить, что у подогревателя с откачкой воды насосом в линию основного конденсата (после подогревателя) охладитель дренажа применять не следует.

Выражения долей отбора пара на смешивающий и поверхностный подогреватели имеют различный вид. Так, в простейшем случае одноступенчатого подогрева воды (или для верхнего подогревателя в многоступенчатой схеме) расход пара на смешивающий подогреватель

$$\alpha_1 = \tau_1 / (\tau_1 + q_1), \quad (5.9)$$

а на поверхностный

$$\alpha_1 = \tau_1 / q_1. \quad (5.10)$$

Нужно отметить, что выражение вида (5.9) относится к случаю, когда за единицу принимают расход воды на выходе из подогревателя. Иногда может оказаться удобным принять за единицу поток воды на входе в подогреватель. Тогда

$$\alpha_1 h_1 + h_k' = (1 + \alpha_1) h_1',$$

отсюда

$$\alpha_1 = (h_1' - h_k') / (h_1 - h_1') = \tau_1 / q_1,$$

т. е. для смешивающего подогревателя получаем формулу вида (5.10), свойственную поверхностному подогревателю.

5.4. Оптимальные параметры регенеративного подогрева воды на конденсационной электростанции без промежуточного перегрева пара

Определению и выбору при проектировании энергоблока подлежат следующие параметры и характеристики регенеративного подогрева воды: конечная температура подогрева питательной воды; число отборов пара и ступеней подогрева воды; распределение подогрева между отдельными последовательно включенными подогревателями (ступенями).

Конечную температуру питательной воды выбирают на основании технико-экономических расчетов энергоблока.

С повышением температуры питательной воды в значительных пределах тепловая экономичность турбоустановки и энергоблока в целом улучшается, расход топлива уменьшается. Вследствие увеличения расхода свежего пара котел и трубопроводы удорожаются, однако топливо и зольное хозяйство, тягодутьевые устройства, техническое водоснабжение удешевляются.

По минимуму расчетных затрат (с учетом стоимости топлива) определяют экономическую температуру питательной воды. В зави-

симости от начального давления пара она принимается равной около 230 °С при $p_0 = 13$ МПа и около 265 °С при $p_0 = 24$ МПа.

С увеличением числа отборов пара и ступеней подогрева воды КПД турбоустановки повышается, однако стоимость подогревательной установки возрастает. С учетом этих факторов для современных крупных турбоустановок принимают семь — девять регенеративных отборов пара.

Общий подогрев воды распределяют между отдельными ступенями, используя аналитические методы и вариантыные расчеты.

Рассмотрим аналитические методы оптимального распределения регенеративного подогрева воды между ступенями конденсационной турбоустановки без промежуточного перегрева пара.

Оптимальное распределение регенеративного подогрева воды между ступенями производят из условия максимума абсолютного внутреннего КПД турбоустановки:

$$\eta_i = 1 - \alpha_k q_k / Q_0.$$

Из выражения КПД выделяют переменную его часть:

$$F = Q_0 / \alpha_k. \quad (5.11)$$

Пользуясь методом условного экстремума Лагранжа, составляют экстремальную функцию

$$\Phi = F + \lambda \varphi, \quad (5.12)$$

где $\varphi = \Delta - \Sigma \tau$ — вспомогательная нулевая функция; τ — искомые подогревы; Δ — известная их сумма; λ — неопределенный множитель, исключаемый в процессе решения задачи.

В простейшем случае для электростанции с одной ступенью регенеративного подогрева воды в смешивающем подогревателе получим (см. рис. 5.1, а):

$$\alpha_k = q_1 / (q_1 + \tau_1); \quad Q_0 = h_0 - h_{п.в} = h_0 - h_0' + h_0' - h_{п.в} = q_0 + \tau_0,$$

где $q_0 = h_0 - h_0'$ — теплота образования и перегрева свежего пара; τ_0 — подогрев воды до температуры насыщения свежего пара в экономайзерной части котла;

$$\Delta = h_0' - h_k' = \tau_0 + \tau_1;$$

$$\Phi = (q_0 + \tau_0) \frac{q_1 + \tau_1}{q_1} + \lambda (\Delta - \tau_0 - \tau_1). \quad (5.13)$$

Оптимальное распределение подогрева зависит от вида функции $q_1 = h_1 - h_1' = f(h_r')$ (рис. 5.7). При невысоких начальных параметрах пара принимают приближенно $q = \text{const}$. При значительном перегреве пара

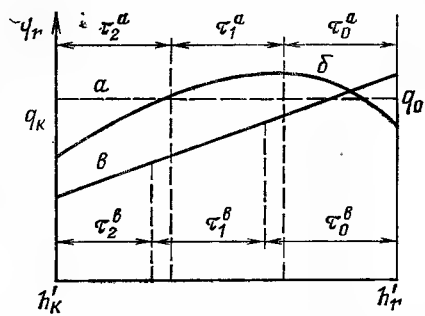


Рис. 5.7. Зависимость $q_r = h_r - h_r'$ от энтальпии насыщения конденсата пара отбора h_r' :

а — $q_r = \text{const} = \text{idem}$; б — $q_r = \text{const} \neq \text{idem}$; в — $q_r = q_k + k \Sigma \tau_r$; $\Sigma \tau_r = h_r' - h_k'$

более точна линейная зависимость вида

$$q_1 = q_k + k \tau_1,$$

где $k = (q_0 - q_k) / \Delta$ — угловой коэффициент прямой.

Дифференцируя функцию Φ по τ_0 и τ_1 и приравнявая частные производные нулю, из совместного решения полученных выражений определяем оптимальные значения τ_0 и τ_1 . В рассматриваемом случае при условии $q_1 = \text{const}$

$$\partial \Phi / \partial \tau_0 = (q_1 + \tau_1) / q_1 - \lambda = 0$$

и

$$\partial \Phi / \partial \tau_1 = (q_0 + \tau_0) / q_1 - \lambda = 0.$$

Из этих двух уравнений, исключая λ , находим при $q_1 = q_0 = \text{const} = \text{idem}$ (рис. 5.7, прямая а)

$$\tau_0 = \tau_1, \quad (5.14)$$

т. е. получаем равное распределение подогрева воды между регенеративным подогревателем и экономайзером котла. Этот метод равного (равномерного) распределения подогрева между ступенями (метод арифметической прогрессии) широко используется при решении практических задач оптимизации параметров регенеративного подогрева воды. Если $q_1 = \text{const} \neq q_0$, то $q_0 + \tau_0 = q_1 + \tau_1$.

При невысоких начальных параметрах пара зависимость $q_r = f(h_r')$ имеет вид несимметричной параболы (рис. 5.7, кривая б). При этом $q_r > q_0 > q_k$ и в данном случае $\tau_1 < \tau_0$.

Соотношение $q_1 + \tau_1 = q_0 + \tau_0$ можно привести к виду $\Delta h_0 = \tau_1$, т. е. $\Delta h_0 = h_0 - h_1$ — теплоперепад пара отбора должен равняться подогреву воды паром этого отбора.

При линейной зависимости вида $q_1 = q_k + k \tau_1$ получим (рис. 5.7, прямая в).

$$\partial \Phi / \partial \tau_0 = (q_1 + \tau_1) / q_1 - \lambda = 0;$$

$$\partial \Phi / \partial \tau_1 = (q_0 + \tau_0) (q_1 - k \tau_1) / q_1^2 - \lambda = 0,$$

или, так как $q_1 - k\tau_1 = q_k$,

$$(q_1 + \tau_1)/q_1 = (q_0 + \tau_0)q_k/q_1^2,$$

отсюда

$$q_0 + \tau_0 = (q_1 + \tau_1)q_1/q_k. \quad (5.15)$$

Обычно $q_k < q_1 < q_0$, и, следовательно, $\tau_1 < \tau_0$.

Выражение (5.15) равносильно геометрической прогрессии величин q_r и τ_r :

$$(q_0 + \tau_0)/q_1 = (q_1 + \tau_1)/q_k;$$

$$q_0 = q_1 + k\tau_0; \quad q_1 = q_k + k\tau_1;$$

$$\frac{q_1 + (1+k)\tau_0}{q_1} = \frac{q_k + (1+k)\tau_1}{q_k},$$

отсюда $\tau_0/q_1 = \tau_1/q_k$, или $\tau_0/\tau_1 = q_1/q_k$, но

$$\frac{\tau_0}{\tau_1} = \frac{q_0 - q_1}{k} \cdot \frac{k}{q_1 - q_k} = \frac{q_0 - q_1}{q_1 - q_k},$$

поэтому

$$\frac{q_0 - q_1}{q_1 - q_k} = \frac{q_1}{q_k} \quad \text{и} \quad \frac{q_0 - q_1}{q_1} = \frac{q_1 - q_k}{q_k}.$$

Следовательно,

$$\tau_0/\tau_1 = q_0/q_1 = q_1/q_k. \quad (5.16)$$

Эти результаты можно получить для любого числа z отборов пара и ступеней подогрева воды, а именно:

арифметическая прогрессия —

$$\tau_0 = \tau_1 = \tau_2 = \dots = \tau_z; \quad (5.17)$$

геометрическая прогрессия —

$$\begin{aligned} \frac{\tau_0}{\tau_1} = \frac{\tau_1}{\tau_2} = \frac{\tau_2}{\tau_3} = \dots = \frac{\tau_{z-1}}{\tau_z} = \\ = \frac{q_0}{q_1} = \frac{q_1}{q_2} = \dots = \frac{q_z}{q_k}. \end{aligned} \quad (5.18)$$

Если конечная температура питательной воды выбрана, τ_0 и q_0 известны, то в (5.17) и (5.18) члены, содержащие τ_0 и q_0 , отпадают.

Полученные уравнения (5.17) и (5.18) совместно с равенством $\Sigma \tau = \Delta = h_0' - h_k'$ позволяют определить оптимальные значения τ_r .

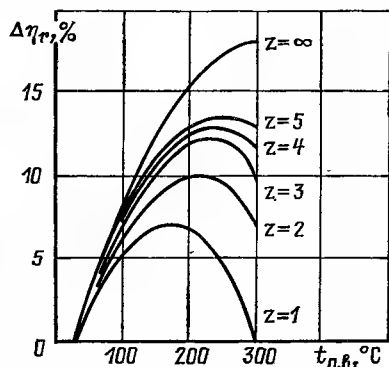


Рис. 5.8. Зависимость относительного повышения КПД турбоустановки $\Delta\eta_r$ от подогрева питательной воды и числа отборов турбины: $\Delta\eta_r = (\eta_r - \eta_0)/\eta_0$

Отметим, что равенство значений τ_r означает одновременно равенство теплоперепадов пара в турбине между соседними отборами:

$$\Delta h_r = \Delta h_{r+1},$$

или

$$h_{r-1} - h_r = h_r - h_{r+1}.$$

Соответственно геометрическая прогрессия значений τ_r означает геометрическую прогрессию теплоперепадов пара между отборами турбины:

$$\frac{\Delta h_{r-1}}{\Delta h_r} = \frac{\Delta h_r}{\Delta h_{r+1}}.$$

Эффективность регенеративного подогрева воды зависит от его параметров. Она наибольшая при оптимальном распределении подогрева по ступеням.

Подогрев свежим паром, а также физически невыполнимый подогрев полностью отработавшим паром турбины не дают повышения КПД (соответственно $\Delta h_r = 0$ и $\alpha_r = 0$). Он остается в этих двух крайних случаях на уровне КПД электростанции без регенерации.

На рис. 5.8 показаны кривые относительного повышения КПД турбоустановки в зависимости от подогрева питательной воды котлов и числа ступеней подогрева (отборов пара из турбины). При одноступенчатом подогреве воды кривые имеют максимум при $\tau_1 \approx \tau_0$. При одинаковом подогреве питательной воды КПД турбоустановки тем выше, чем больше число ступеней подогрева.

При многоступенчатом подогреве воды ($z > 1$), включая предельный ее подогрев ($h_{п.в.} = h_0'$) свежим паром в верхней ступени, сохраняется повышенный КПД благодаря регенеративному подогреву воды в нижележащих ступенях паром из отборов турбины. Большому числу отборов пара из турбины соответствует более высокий максимальный подогрев воды.

Конечная энтальпия питательной воды определяется из соотношений:

при арифметической прогрессии

$$\begin{aligned} h_{п.в.} = h_0' - \tau_0 = h_k' + z\tau = h_k' + \\ + \frac{z}{z+1}(h_0' - h_k'); \end{aligned} \quad (5.19)$$

при геометрической прогрессии

$$\tau_0 = (q_0 - q_1)/k; \quad q_1 = q_0/m;$$

при $m = \sqrt[z+1]{q_0/q_k}$:

$$k = (q_0 - q_k)/(h_0' - h_k'); \quad h_0' - h_k' = \Delta.$$

Отсюда получаем

$$h_{п.в.} = h_0' - \tau_0 = h_0' - q_0(m-1)/(km). \quad (5.20)$$

При равном делении подогрева между ступенями имеем:

$$z \dots \dots \dots 1 \quad 2 \quad 3 \dots \dots 9$$

$$\frac{\Sigma \tau_{\text{опт}}}{\Delta} = \frac{h_{\text{п.в}}^{\text{опт}} - h_{\text{к}}'}{h_0' - h_{\text{к}}'} \dots \dots 1/2 \quad 2/3 \quad 3/4 \dots 8/9$$

Последняя ступень подогрева — экономайзерная часть котла.

Повышение КПД с увеличением числа ступеней подогрева обуславливается увеличением выработки электроэнергии паром отборов с соответствующим уменьшением доли пропуска пара в конденсатор $\alpha_{\text{к}}$ и потери теплоты в нем.

Перейдем от оптимального одноступенчатого подогрева к двухступенчатому при прежнем конечном подогреве воды, т. е. введем дополнительный отбор более низкого давления. Суммарный подогрев воды в обеих ступенях $\tau_1 + \tau_2 = \tau_1^{\text{одн}}$, т. е. равен прежнему одноступенчатому подогреву. Примем $\tau_1 = \tau_2 = 0,5\tau_1^{\text{одн}}$. В первом приближении принимаем $\alpha_1 + \alpha_2 = \alpha_1^{\text{одн}}$ и $\alpha_1 \cong \alpha_2 = 0,5\alpha_1^{\text{одн}}$. Благодаря второму отбору получим дополнительную работу в размере $0,5\alpha_1^{\text{одн}}\Delta h_{1,2}$, где $\Delta h_{1,2} = h_1 - h_2$ — теплоперепад пара между двумя отборами. Увеличение работы пара регенеративных отборов повышает КПД турбоустановки. Точнее, получаем $\alpha_1 + \alpha_2 > \alpha_1^{\text{одн}}$ и $\alpha_{\text{к}} < \alpha_{\text{к}}^{\text{одн}}$, так что уменьшается потеря теплоты в конденсаторе турбины.

Уменьшение пропуска пара в конденсатор можно определить из соотношения

$$\Delta \alpha_{\text{к}} = \frac{q_1}{q_1 + \tau_1^{\text{одн}}} \frac{q_1}{q_1 + \tau_1} \frac{q_2}{q_2 + \tau_2}.$$

Принимая $\tau_1 = \tau_2 = 0,5\tau_1^{\text{одн}}$ и для упрощения $q_1 = q_2 = q$, после преобразования получаем:

$$\Delta \alpha_{\text{к}} = 0,25q^2 (\tau_1^{\text{одн}})^2.$$

Приняв двухступенчатый подогрев воды также оптимальным ($\tau_1 + \tau_0 > \tau_1^{\text{одн}}$), получим дополнительное повышение КПД благодаря увеличению числа ступеней (рис. 5.9).

Каждая последующая ступень подогрева дает все меньшее дополнительное повышение КПД, так как дополнительный оптимальный подогрев воды с каждой новой ступенью все уменьшается. При равном делении подогрева между ступенями вторая ступень дает дополнительный подогрев воды $\delta\tau_{1,2}$ в долях всего возможного подогрева $h_0' - h_{\text{к}}'$:

$$\delta\tau_{1,2} = 2/3 - 1/2 = 1/6.$$

Третья ступень (по сравнению с двумя) $\delta\tau_{2,3} = 3/4 - 2/3 = 1/12$ и т. д. (рис. 5.9).

На рис. 5.9 показаны кривые роста КПД турбоустановки с увеличением числа ступе-

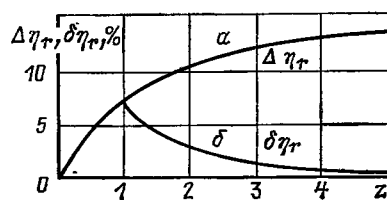


Рис. 5.9. Относительное повышение КПД турбоустановки в зависимости от числа ступеней подогрева и от применения каждой последующей ступени подогрева при $t_{\text{он}} = 300^\circ\text{C}$

ней подогрева (кривая α), а также снижение дополнительного роста КПД от каждой последующей ступени подогрева (кривая δ).

С увеличением числа ступеней возрастает КПД турбоустановки, но одновременно и стоимость подогревательной установки. Поэтому число ступеней регенеративного подогрева питательной воды на ТЭС ограничивают 7—10.

Конечная температура подогрева воды, отвечающая наибольшему КПД при оптимальном распределении подогрева воды между ступенями, является теоретически предельной температурой регенеративного подогрева воды.

Повышение температуры питательной воды для данного конструктивного выполнения котла приведет к повышению температуры уходящих газов и уменьшению КПД котла. В этом случае теоретически (термически) предельная температура регенеративного подогрева воды определяется из условия максимума КПД энергоблока ($\eta_{\text{тр}} \approx 1$):

$$\eta_0 = \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{п.к.}}$$

Экономически наивыгоднейшая конечная температура регенеративного подогрева воды может быть определена по минимуму расчетных затрат вариантными расчетами при различном числе регенеративных отборов и ступеней подогрева воды.

С повышением конечной температуры питательной воды из-за увеличения расхода свежего пара стоимость парового котла, трубопроводов и питательной установки возрастает. Конструкция турбины из-за отборов усложняется, уменьшаются радиальные размеры ЦВД, но сокращаются размеры ЦНД. Конденсатор и система водоснабжения, топливно-зольное хозяйство и тягодутьевая установка удешевляются. Расходы энергии на питательные насосы возрастают, а на прочие двигатели собственных нужд — уменьшаются.

На основании технико-экономических расчетов принято: при $p_0 = 13$ МПа $t_{\text{п.в.}} \approx 230^\circ\text{C}$, при $p_0 = 24$ МПа $t_{\text{п.в.}} \approx 265^\circ\text{C}$.

5.5. Регенеративный подогрев воды на КЭС с промежуточным перегревом пара

Регенеративный подогрев питательной воды на КЭС при промежуточном перегреве пара имеет ряд особенностей. Относительное повышение КПД от регенерации при промежуточном перегреве пара меньше, чем без него, так как КПД исходного цикла без регенерации более высок, а отборы пара после промежуточного перегрева уменьшаются. Пар в отборах после промежуточного перегрева имеет более высокую энтальпию, чем пар такого же давления в турбине без промежуточного перегрева. Использование более перегретого пара для подогрева воды менее выгодно из-за уменьшения отборов пара на регенерацию и увеличения пропуска пара в конденсатор и, следовательно, потери теплоты в нем. Относительное повышение КПД турбоустановки от регенерации $\delta\eta_{r, n.п}$ при промежуточном перегреве пара меньше, чем без него, почти во всем интервале подогрева воды (рис. 5.10). Из формулы (5.3,6) видно, что промежуточный перегрев пара оказывает влияние на энергетический коэффициент $A_r = (\sum \alpha_r \Delta h_r) / (\alpha_k \Delta H_k)$. В области до промежуточного перегрева A_r уменьшается только из-за увеличенного общего теплоперепада ΔH_k , а после промежуточного перегрева на A_r в одном направлении оказывают влияние значения α_r (уменьшаясь) и α_k и ΔH_k (увеличиваясь). Однако при низких давлениях отборов эти факторы компенсируются ростом теплоперепадов отбираемого пара, поэтому КПД турбоустановки с промежуточным перегревом может превысить КПД турбоустановки без него.

Важная особенность эффективности регенерации при промежуточном перегреве — скачкообразное снижение КПД при переходе от отбора «холодного» пара из противодавления ЦВД (непосредственно перед промежуточным перегревом) к отбору «горячего» пара (непосредственно после него), что обуславливается повышением необратимости процесса теплооб-

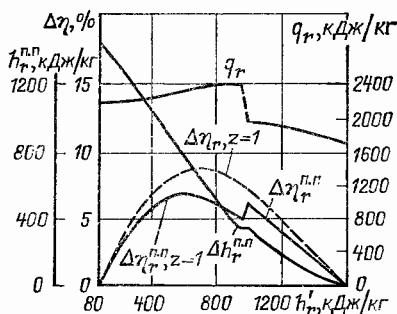
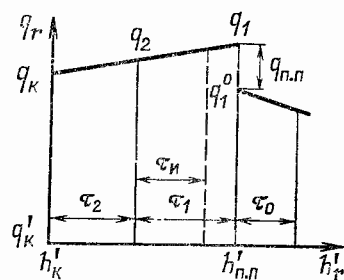


Рис. 5.10. Относительное повышение КПД турбоустановки от одноступенчатой регенерации $\Delta\eta_{r, n.п}$ при промежуточном перегреве пара и $\Delta\eta_r$ без него в зависимости от энтальпии перегрева воды h'_r

Рис. 5.11. Зависимость изменения $q_r = f(h'_r)$ при промежуточном перегреве



мена, уменьшением отбора пара и увеличением потери теплоты в конденсаторе турбины. Таким образом, кривая $\delta\eta_r$ имеет разрыв при давлении промежуточного перегрева и наблюдаются два локальных максимума — при отборе «холодного» пара и при отборе перегретого пара из ступеней ЦСД турбины после промежуточного перегрева.

При многоступенчатой регенерации основной выигрыш от оптимизации достигается за счет распределения подогрева между «холодной» ступенью (перед промежуточным перегревом) и «горячей» ступенью (после него). Эта задача имеет аналитическое решение при условии, в частности, что значение q_r изменяется линейно в зависимости от h'_r : после промежуточного перегрева $q_r = q_1^0 - k_{гор} \tau_0$, а после него $q_r = q_k + k\tau$ (рис. 5.11). Это условие при промежуточном перегреве выполняется с большой точностью.

Удобно проследить решение этой задачи при двухступенчатой регенерации (рис. 5.12, а). В качестве функции при отыскании максимума принимаем:

$$F = \frac{Q_0}{\alpha_k} = (q_0 + \tau_0 + \alpha_{n.п} q_{n.п}) \frac{q_1^0 + \tau_1 q_2 + \tau_2}{q_1^0 q_2},$$

где

$$Q_0 = q_0 + \tau_0 + \alpha_{n.п} q_{n.п}; \quad \alpha_k = \frac{q_1^0}{q_1^0 + \tau_1} \frac{q_2}{q_2 + \tau_2}; \quad \alpha_{n.п} = \frac{q_1^0}{q_1^0 + \tau_1}.$$

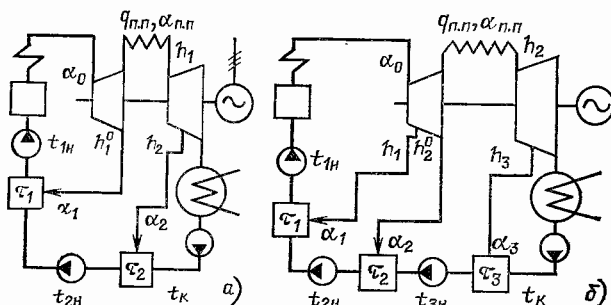


Рис. 5.12. Простейшая схема турбоустановки с промежуточным перегревом пара и двухступенчатой (а) и трехступенчатой (б) регенерацией

С этими обозначениями имеем:

$$F = \left[(q_0 + \tau_0) \frac{q_1^0 + \tau_1}{q_1^0} + q_{п.п} \right] \frac{q_2 + \tau_2}{q_2},$$

где дополнительная функция условного экстремума

$$\Phi = h_1' - h_{к'} - \tau_1 - \tau_2 = \Delta - \tau_1 - \tau_2 = 0.$$

Функция Лагранжа

$$\Phi = F + \lambda \Phi; q_1^0 = \text{const}$$

$$(\text{см. рис. 5.11}); q_2 = q_k + k\tau_2.$$

Производные по τ_1 и по τ_2 после преобразований имеют вид

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \tau_1} = \frac{q_0 + \tau_0}{q_1^0} \frac{q_2 + \tau_2}{q_2} - \lambda = 0;$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \tau_2} = \left[(q_0 + \tau_0) \frac{q_1^0 + \tau_1}{q_1^0} + q_{п.п} \right] \frac{q_k}{q_2} - \lambda = 0.$$

Из этих двух равенств получаем соотношение между оптимальными значениями τ_1 и τ_2 в виде

$$\tau_1 + q_1^0 \left(1 + \frac{q_{п.п}}{q_0 + \tau_0} \right) = (\tau_2 + q_2) \frac{q_2}{q_k}. \quad (5.21)$$

Величины τ_1 и τ_2 , сумма которых известна: $\tau_1 + \tau_2 = h_1' - h_{к'} = \Delta$, определяют последовательным приближением.

Подогрев «холодным» паром энергетически выгоднее, чем «горячим». Обычно

$$\tau_1^{\text{хол}} = \beta_{1,2} \tau_2^{\text{гор}}, \quad (5.22)$$

где $\beta_{1,2} = 1,3 \div 1,7$.

Современные турбины имеют, кроме отбора из «холодного» промежуточного перегрева, по крайней мере один отбор пара из промежуточной ступени ЦВД. При такой трехступенчатой регенерации (рис. 5.12,б)

$$\alpha_{п.п} = \frac{q_1}{q_1 + \tau_1} \frac{q_2^0}{q_2^0 + \tau_2}; \quad \alpha_k = \alpha_{п.п} \frac{q_3}{q_3 + \tau_3}; \quad (5.23)$$

$$F = \left(q_0 + \tau_0 + \frac{q_1}{q_1 + \tau_1} \frac{q_2^0}{q_2^0 + \tau_2} q_{п.п} \right) \prod_1^3 \frac{q + \tau}{q}$$

и соотношение между τ_3 и τ_2 принимает вид

$$\tau_2 + q_2^0 \left(1 + \frac{q_1}{q_1 + \tau_1} q_{п.п} \right) = (\tau_3 + q_3) \frac{q_3}{q_k}. \quad (5.21a)$$

Значения q_1 , τ_1 , q_2^0 при этом известны. Известна также сумма $\Delta = \tau_2 + \tau_3$; значения τ_2 и τ_3 определяют последовательным приближением; $\beta_{2,3} = \tau_2/\tau_3 \approx 1,3 \div 1,7$.

Метод «индифферентной» точки. Пар из «холодной» линии промежуточного перегрева используется для подогрева воды при любом числе регенеративных отборов и ступеней подогрева. Если к «холодной» ступени добавить «горячую», обогреваемую высокоперегретым паром, отбираемым в самом начале ЦСД тур-

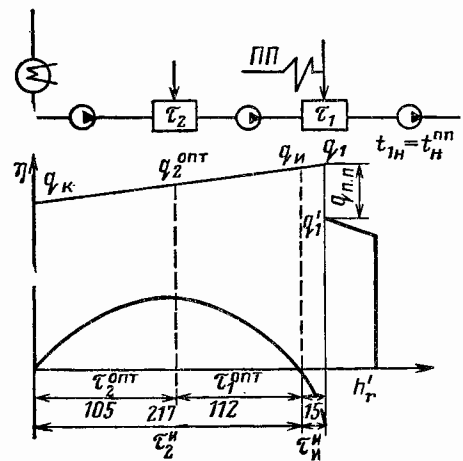


Рис. 5.13. Зависимость КПД турбоустановки от распределения подогрева воды между «холодной» и «горячей» ступенями при двухступенчатом подогреве воды

бины с малым теплоперепадом $\Delta h_2 = h_{п.п} - h_2$, то КПД турбоустановки с повышенным подогревом в «горячей» и малым подогревом в «холодной» ступени снижается по сравнению с КПД при одноступенчатом подогреве в одной «холодной» ступени.

С уменьшением подогрева в «горячей» ступени и увеличением его в «холодной» ступени, т.е. с ростом Δh_2 и снижением h_2 , КПД турбоустановки возрастает и достигает при некотором значении $\Delta h_2 = \Delta h_n$ значения КПД турбоустановки без дополнительного отбора из ЦСД. С дальнейшим ростом $\Delta h_2 > \Delta h_n$ значение КПД возрастает, превышает первоначальное значение и достигает максимума при оптимальном распределении подогрева между «холодной» и «горячей» ступенями (рис. 5.13).

Дополнительный «горячий» отбор пара, не повышающий КПД турбоустановки, является «индифферентным», а соответствующую точку на линии рабочего процесса пара в турбине называют «индифферентной» (или нейтральной) точкой (ИТ). Параметры ИТ определяют из условия равенства КПД турбоустановки с дополнительным «горячим» отбором и без него.

Такое сравнение приводит к следующему выражению для теплоперепада пара от начального состояния его после промежуточного перегрева на входе в ЦСД турбины до индифферентной точки:

$$\Delta h_n = h_{п.п} - h_n = q_{п.п} \eta_{ЦВД}, \quad (5.24)$$

где $\eta_{ЦВД}$ — КПД условной конденсационной турбины, равный (при отсутствии отбора из ЦВД турбины)

$$\eta_{ЦВД} = 1 - \frac{q_1^0}{q_0 + \tau_0}. \quad (5.25)$$

При наличии верхнего отбора из промежуточной ступени ЦВД турбины

$$\eta_{\text{ЦВД}} = 1 - (1 - \alpha_1) \frac{q_2^0}{q_0 + \tau_0};$$

в случае применения смешивающего подогревателя высокого давления

$$1 - \alpha_1 = q_1 / (q_1 + \tau_1);$$

при поверхностном подогревателе

$$1 - \alpha_1 = (q_1 - \tau_1) / q_1.$$

Из ИТ пар на подогрев воды не отбирается. Подогрев воды в ступенях, греющий пар на которые отбирается после ИТ, распределяют по геометрической, арифметической прогрессии или другими методами (например, методом равного деления энтропии воды по ступеням). Отметим, что параметры ИТ не зависят от наличия и параметров нижележащих отборов.

Расчеты по аналитическому методу и методу «индифферентной» точки приводят к одинаковым результатам. Это вытекает, в частности, из следующего вывода. По (5.21) левая ее часть равна

$$\begin{aligned} \tau_1 + q_1^0 \left(1 + \frac{q_{\text{п.п}}}{q_0 + \tau_0} \right) &= \tau_1 + q_1^0 + \frac{q_1^0 q_{\text{п.п}}}{q_0 + \tau_0} = \\ &= \tau_1 + q_1 - q_{\text{п.п}} \left(1 - \frac{q_1^0}{q_0 + \tau_0} \right) = q_1 + \tau_1 - \Delta h_n. \end{aligned}$$

При этом использовано соотношение $q_1^0 = q_1 - q_{\text{п.п}}$. Если произвести некоторые замены, то получим:

$$\begin{aligned} \tau_1 + q_1 - \Delta h_n &= h_1' - h_2' + h_1 - \\ &- h_1' - h_1 + h_n = h_n - h_2' = h_n - \\ &- h_n' + h_n' - h_2' = q_n + \tau_n. \end{aligned}$$

Итак, уравнение (5.21) преобразуется в следующее:

$$q_n + \tau_n = (q_2 + \tau_2) q_2 / q_n,$$

что означает геометрическую прогрессию

$$\frac{q_n}{q_2} = \frac{q_2}{q_k} = \frac{\tau_1}{\tau_2}. \quad (5.26)$$

Таким образом, метод «индифферентной» точки в сочетании с методом геометрической прогрессии значений q и τ , начиная с отборов после ИТ, дает тот же результат, что расчет по аналитической формуле (5.21).

При аналитическом решении выбирают показатель геометрической прогрессии для установки с z регенеративными отборами:

$$\begin{aligned} m = \frac{q_2}{q_3} = \frac{q_3}{q_4} = \dots = \frac{q_z}{q_k} = \frac{\tau_2}{\tau_3} = \frac{\tau_3}{\tau_4} = \dots = \frac{\tau_{z-1}}{\tau_z}; \\ m = \sqrt[z-1]{q_2/q_k} \approx 1,02 \div 1,03 \quad (5.26a) \end{aligned}$$

и подбирая m , добиваются превращения уравнения в тождество, что обеспечивает оптималь-

ное распределение подогрева воды по ступеням (в схеме со смешивающими подогревателями). При этом используется также условие

$$\Delta = h_1' - h_k' = \Sigma \tau.$$

5.6. Пароохладители в схеме регенеративного подогрева воды при промежуточном перегреве пара

Тепловую экономичность турбоустановки с регенеративным подогревом воды можно повысить, уменьшая перегрев пара в охладителе. Снижение перегрева увеличивает отборы пара, снижает общий недогрев в подогревателе; следовательно, необратимость теплообмена уменьшается, КПД турбоустановки возрастает. Повышение КПД относительно невелико — десятые доли процента, но для крупных турбоустановок с промежуточным перегревом при дорогом топливе установка пароохладителей экономически выгодна.

Пароохладитель (ПО) целесообразно устанавливать в первую очередь для пара первого отбора после промежуточного перегрева. Пароохладитель представляет собой пароводяной теплообменник, в котором вода нагревается в результате понижения перегрева без конденсации пара. Схемы включения пароохладителей могут быть различны. Наиболее распространена схема с добавлением поверхности ПО к поверхности нагрева подогревателя данной ступени. Такой «встроенный» ПО размещают в одном корпусе с собственно подогревателем. Вода из подогревателя поступает в пароохладитель и из него в следующий подогреватель (рис. 5.14). Охлажденный водой пар должен иметь остаточный перегрев (не менее 10—15 °С) во избежание конденсации пара. При обычном пленочном типе конденсации теплота передается воде при температуре насыщения (конденсации), и воду нельзя дополнительно подогреть в ПО. Эффект от установки ПО теряется. Охлажденный пар после ПО поступает в собственно подогреватель, подогретая (на несколько градусов) вода после ПО, как обычно и без ПО, поступает в следующий подогреватель П1. В этом случае недогрев воды в П2 уменьшается, расход пара на П2 возрастает, а на П1 — несколько уменьшается. Работа пара регенеративных отборов возрастает, и КПД турбоустановки несколько повышается. Методика расчета схемы регенерации и оптимизации ее параметров остается обычной.

Теплоту перегрева пара можно перенести с охлаждающей водой непосредственно к горячему источнику, смешивая охлаждающую воду с питательной водой после ПВД. В этом случае применяют две схемы подвода воды к ПО: подводят воду с конечной температурой

после ПВД (схема А) или отбирают воду непосредственно после подогревателя, питаемого паром из ПО, — схема Б (рис. 5.15,а).

Благодаря переносу теплоты перегрева непосредственно к горячему источнику эффективности этих схем выше, чем при «встроенном» ПО. Схему (А) называют условно схемой Виолен, схему (Б) — схемой Рикара, парохладители при этом выполняют обычно отдельно от регенеративного подогревателя и называют «выносными», хотя в схеме Рикара их можно разместить и в одном корпусе с подогревателем, т. е. «встроенными» в конструктивном отношении.

В обеих схемах (А и Б) расход пара на П2 возрастает, в котел поступает более горячая вода; все это способствует повышению КПД.

В схеме Рикара возможны более глубокое охлаждение пара и, следовательно, перенос большего количества теплоты к питательной воде перед котлом. Большая эффективность этой схемы снижается из-за уменьшения пропуска питательной воды через П1.

Отвод воды в ПО в схеме Б принимают обычно $\alpha_{по} = v\alpha_2$, где $v = 0,5 \div 1,0$.

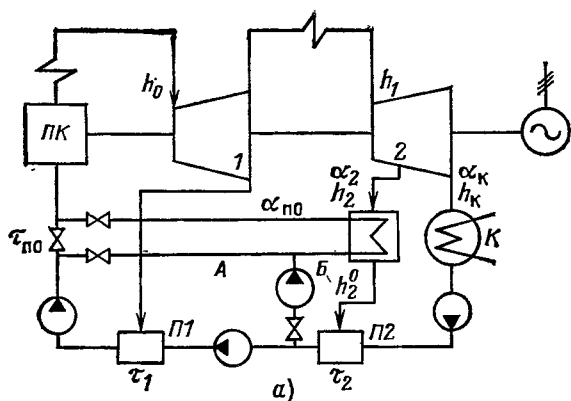


Рис. 5.15. Схема включения выносных парохладителей (а) и зависимости количества теплоты $q_{по}$, отдаваемой паром в охладители пара, от количества теплоты, отдаваемой паром при конденсации q_r в схемах Виолен и Рикара (б)

А — с подводом и отводом воды после ПВД (П1) — последовательное включение ПО (схема Виолен); Б — с отводом воды на ПО до ПВД (П1) и сбросом после П1 — параллельное включение ПО (схема Рикара)

Охлаждение пара, отбираемого из «горячей» ступени турбины после промежуточного перегрева, существенно влияет на оптимальное распределение подогрева между «холодной» и «горячей» ступенями подогрева воды. С применением парохладителя увеличение подогрева воды в «горячей» ступени может стать выгоднее, чем увеличение подогрева в «холодной» ступени в схеме без парохладителя. Точно так же может оказаться выгодным дополнительное увеличение подогрева в ступени с парохладителем за счет уменьшения подогрева в нижележащей ступени, особенно в том случае, если нижележащая ступень не имеет своего парохладителя. Обычно в схеме с парохладителем получается

$$\tau_2 = 1,1\tau_1 \approx 1,3\tau_3.$$

Оптимальное соотношение подогрева воды в этих ступенях можно определить аналитически. Для этого используется метод условного экстремума Лагранжа, так же как и в случае расчета схем без парохладителей. При этом определяют максимум КПД турбоустановки. Применение этого метода возможно, так как приближенно зависимость теплоты перегрева пара, отводимой в парохладителе $q_{по}$, от теп-

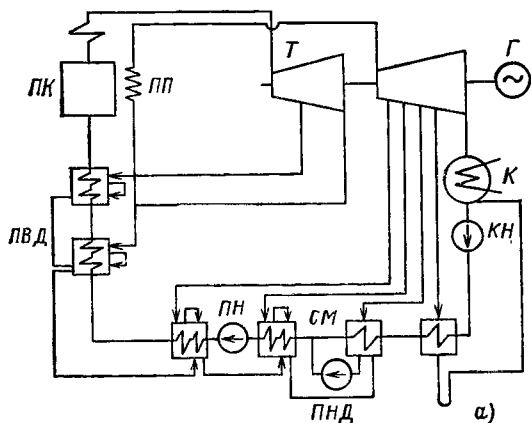


Рис. 5.14. Схема включения встроенных парохладителей с отводом воды в последующий подогреватель (а) и температурные напоры (б) в подогревателе с ПО $t(F)$: ОД — охладитель дренажа; СП — собственно подогреватель; ПО — парохладитель; F — поверхность нагрева; t_v и t_n — соответственно температура воды и пара; t_n — температура насыщения пара; $\theta_{в,п}$ и θ — соответственно недоврег воды в подогревателе и конечный перегрев пара после парохладителя; $\theta_{п,о}$ — остаточный перегрев пара после парохладителя; $\theta_{о,д}$ — температурный напор на входе воды в охладитель дренажа

лоты, выделяемой неохлажденным паром q , можно принять прямолинейной (рис. 5.15,б).

Оптимизация распределения регенеративного подогрева воды при ПО дает до $1/3$ экономии теплоты благодаря установке ПО.

Расчет тепловой схемы с пароохладителем типа Виолон выполняется по обычной методике. После расчета системы подогревателей определяют подогрев питательной воды в смесителе и конечную температуру питательной воды $h_{п.в.}=h_{в1}+\tau_{см}$, где $h_{в1}=h_1'-\theta_1$. Для смешивающих подогревателей $\theta_1=0$.

Расчет тепловой схемы с пароохладителем Рикара имеет ту особенность, что расходы пара на «холодную» и охлажденную ступени (α_1 и α_2) определяют совместным решением уравнений тепловых балансов этих подогревателей. Это обусловлено тем, что через $\Pi 1$ проходит питательная вода за вычетом $\alpha_{\text{по}} = \nu \alpha_2$, а в уравнение для $\Pi 2$ входит также величина α_1 .

При выборе параметров пара и воды у ПО необходимо правильно определить значения температурного напора на холодном и горячем концах парохладителя.

5.7. Регенеративный подогрев воды на ТЭЦ

При регенеративном подогреве питательной воды на ТЭЦ к выработке электроэнергии на тепловом потреблении добавляют выработку ее паром регенеративных отборов. КПД турбоустановки ТЭЦ по производству электроэнергии возрастает особенно значительно при малом пропуске пара в конденсатор (на 20—25 % относительно КПД турбоустановки без регенеративного подогрева воды).

На ТЭЦ регенеративные отборы осуществляют подогрев не только конденсата турбин, но и обратного конденсата от внешних потребителей теплоты и добавочной воды, компенсирующей в основном внешние потери пара и конденсата у потребителя. Обратный конденсат от потребителей имеет, как правило, более высокую температуру, чем основной конденсат. Доля его в общем потоке питательной воды довольно значительна, поэтому сумма регенеративных отборов на ТЭЦ и абсолютная экономия теплоты от регенерации менее значительна, чем на конденсационных электростанциях с теми же начальными параметрами пара и расходом пара и питательной воды.

Однако относительная экономия теплоты и повышение КПД теплофикационных турбоустановок и ТЭЦ благодаря регенерации оказываются значительно больше, чем у аналогичных конденсационных электростанций и турбоустановок, если относить экономию теплоты не к полному расходу теплоты $Q_{\text{ту}}^0$ на турбоустановку, а к расходу теплоты на производство электроэнергии, равному $Q_{\text{ты}}^3 = Q_{\text{ту}}^0 - Q_{\text{т}}$,

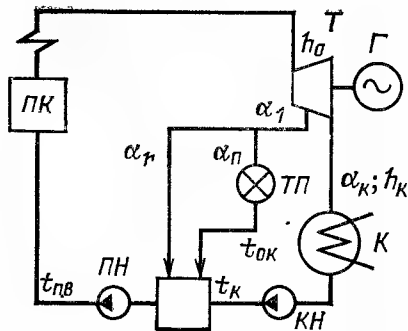


Рис. 5.16. Схема ТЭЦ с регенеративным подогревом питательной воды (одноступенчатый подогрев)

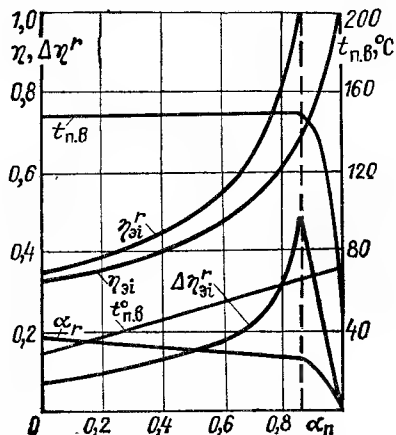


Рис. 5.17. Зависимость показателей ТЭЦ с регенеративным подогревом воды и без него от доли отпускаемого пара:

$\alpha_{\text{п}}$ и $\alpha_{\text{г}}$ — доли пара, отбираемого на внешнего потребителя и на регенерацию; $t_{\text{п.в}}$ и $t'_{\text{п.в}}$ — температуры питательной воды в смеси конденсата турбины и обратного конденсата от внешнего потребителя; $\eta_{\text{вз}}$ — внутренний КПД турбоустановки по производству электроэнергии без регенерации; $\eta'_{\text{вз}}$ — то же с регенерацией; $\Delta\eta'_{\text{вз}}$ — относительное повышение КПД по производству электроэнергии вследствие регенерации

где Q_T — расход теплоты на внешнего потребителя.

Сказанное выше иллюстрируют рис. 5.16, на котором показана схема ТЭЦ с одноступенчатой регенерацией, и рис. 5.17, где дано относительное повышение КПД теплофикационной турбоустановки по производству электроэнергии $\eta_{эi}$ в зависимости от доли отбора пара на внешнего потребителя α_n .

Регенеративные отборы пара не должны вытеснять необходимые отборы пара на внешнего потребителя. Расчетный пропуск свежего пара через теплофикационную турбину выбирают с учетом регенеративных отборов. При построении графиков рис. 5.17 принято условно, что увеличение отбора пара на внешнего потребителя сверх значения $\alpha_n = 1 - \alpha_r$ (где доля отбора пара на регенерацию $\alpha_r \approx 0,13$) в данном случае происходит за счет уменьшения регенеративного отбора и подогрева питательной воды от нормального значения ее $t_{п.в}$ до

температуры обратного конденсата $t_{0,к}$ (при $\alpha_{п}=\alpha_{0,к}=1$, $\alpha_{к}=0$). В соответствии с этим относительное повышение КПД турбоустановки снижается от своего максимального значения до нуля.

При определении удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении учитывают выработку не только на внешнем, но и на внутреннем потреблении теплоты при подогреве воды регенеративными отборами обратного конденсата и добавочной воды, кВт·ч/Дж, а именно:

$$\vartheta = (\mathcal{E}_т + \mathcal{E}_т^{0,к} + \mathcal{E}_т^{д,в}) / Q_{\vartheta}.$$

Указанная выработка электроэнергии относится при этом к внешнему тепловому потреблению $Q_{т}$, так как теплота регенерации сохраняется в цикле.

Как и на конденсационных электростанциях, на ТЭЦ применяют многоступенчатый регенеративный подогрев воды ($z=6 \div 9$), причем теплофикационные регулируемые отборы используются, кроме внешнего потребления, также и на регенеративный подогрев конденсата и питательной воды.

Таким образом, регенеративный подогрев при использовании регулируемых отборов разделяется на следующие интервалы: от конденсатора турбины до ступени, соответствующей регулируемому отбору; между регулируемы отборами — нижним и последующим более высокого давления; от верхнего регулируемого отбора до верхней ступени регенеративного подогрева воды. Температуры конечного подогрева питательной воды на ТЭЦ и КЭС с одинаковыми параметрами и расходом пара совпадают или близки.

Как и для КЭС, для ТЭЦ температуру конечного подогрева воды определяют на основе соответствующих технико-экономических расчетов.

Известные значения давления пара (в верхнем и регулируемых отборах) образуют границы интервалов, внутри которых распределение подогрева между ступенями подчиняется тем же закономерностям, что и на КЭС, т. е. геометрической или арифметической прогрессиям.

При наличии промежуточного перегрева (турбины Т-250-240, Т-180-130) подогрев между «холодной» и «горячей» ступенями распределяют, пользуясь приведенными выше соотношениями, методом аналитическим или «индифферентной» точки. Далее приводится вывод, показывающий возможность такого распределения

Распределение регенеративного подогрева воды на ТЭЦ. При определении оптимального распределения регенеративного подогрева воды на ТЭЦ необходимо выполнить условия

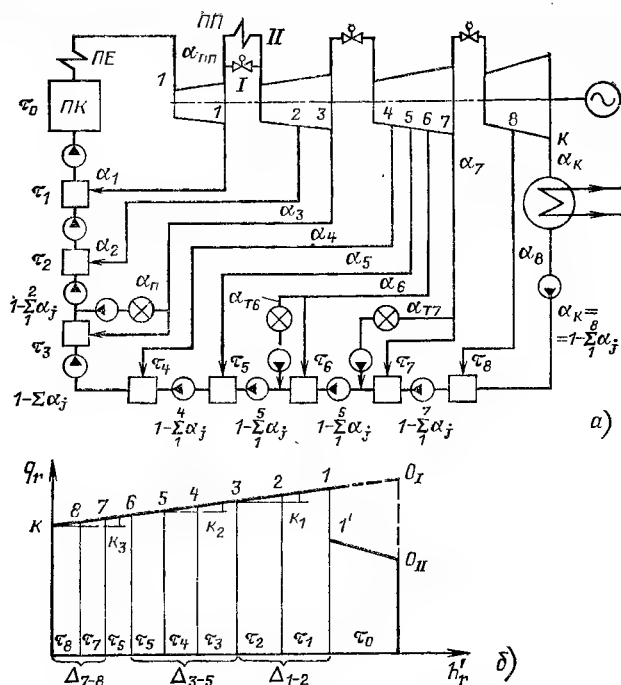


Рис. 5.18. Схема ТЭЦ с регенеративным подогревом воды (а) и зависимость q_n пара отборов теплофикационной турбины от энтальпии насыщенной воды (б)
I — многоступенчатый подогрев без промежуточного перегрева пара; II — то же с промежуточным перегревом пара,

постоянства мощности турбоустановки N и количества отпускаемой внешнему потребителю теплоты $Q_{т}$, т. е. должно быть: $N=\text{const}$ и $Q_{т}=\text{const}$.

При отсутствии промежуточного перегрева пара и постоянной конечной температуре подогрева питательной воды $t_{п.в}=\text{const}$ расход теплоты на турбоустановку $Q_{ту}$ пропорционален расходу пара на турбину D_0 .

Значение D_0 в данном случае удобно определить по уравнению

$$N_i = D_0 \Delta H_k - \sum_{j=1}^z D_j \Delta H_j, \quad (5.27)$$

где D_j — отбор пара; ΔH_k — теплорепад конденсационного потока пара; ΔH_j — теплорепад, недоработанный паром j -го отбора.

Значения отборов пара с давлением выше регулируемого зависят от подогрева t_j и теплоты, отдаваемой греющим паром q_j , а с давлением регулируемого отбора и более низким — кроме того, от отбора пара D_t на внешнего потребителя (рис. 5.18,а). Если принять линейную зависимость q_j от Σt_j (рис. 5.18,б) — линия kO_1 , то ΔH_j можно также выразить в функции искомых величин подогрева воды в отдельных ступенях t_j . Тогда минимизируемая

Величина $\dot{D}_0$ также является функцией величин τ_j и q_j :

$$D = F(\tau, q). \quad (5.28)$$

Экстремальная функция Лагранжа

$$\Phi = F + \lambda_1 \varphi_1 + \lambda_2 \varphi_2 + \lambda_3 \varphi_3, \quad (5.29)$$

где дополнительные функции условного экстремума (рис. 5.18,б):

$$\varphi_1 = \Delta_{1-2} - \tau_1 - \tau_2 = 0; \quad \Delta_{1-2} = \sum_1^2 \tau = \text{const};$$

$$\varphi_2 = \Delta_{3-5} - \tau_3 - \tau_4 - \tau_5 = 0;$$

$$\Delta_{3-5} = \tau_3 + \tau_4 + \tau_5 = \text{const};$$

$$\varphi_3 = \Delta_{7-8} - \tau_7 - \tau_8 = 0;$$

$$\Delta_{7-8} = \tau_7 + \tau_8 = \text{const};$$

λ_1, λ_2 и λ_3 — неопределенные множители.

Приравнявая нулю производные Φ по величинам $\tau_1 \dots \tau_z$ и решая совместно соответствующие уравнения, получаем такой же результат, как и для конденсационной турбоустановки, т. е. геометрическую прогрессию величин τ и q :

$$\frac{\tau_1}{\tau_2} = \frac{q_1}{q_2} = \frac{q_2}{q_3} = m_1; \quad (5.30)$$

$$\frac{\tau_3}{\tau_4} = \frac{\tau_4}{\tau_5} = \frac{q_3}{q_4} = \frac{q_4}{q_5} = \frac{q_5}{q_6} = m_2;$$

$$\frac{\tau_7}{\tau_8} = \frac{q_7}{q_8} = \frac{q_8}{q_9} = m_3, \quad (5.31)$$

где m_1, m_2 и m_3 — показатели геометрической прогрессии, для данной схемы без промежуточного перегрева.

При промежуточном перегреве пара расход теплоты на турбоустановку зависит от расхода пара на турбину D_0 и доли пропуска пара через промежуточный перегреватель $\alpha_{п.п}$ [при неизменных значениях $h_{п.в}$ и удельного расхода теплоты на промежуточный перегрев $q_{п.п}$ (линия $I'O_{II}$ на рис. 5.18,б)].

Величина $\alpha_{п.п}$ зависит в свою очередь от долей отбора пара на регенеративный подогрев воды при давлении промежуточного перегрева и выше его.

В этом случае минимизируемой величиной является расход теплоты на турбоустановку:

$$F = Q_{\text{ту}}, \quad (5.32)$$

где

$$Q_{\text{ту}} = D_0(h_0 - h_{п.в} + \alpha_{п.п}q_{п.п}). \quad (5.33)$$

Здесь переменные величины D_0 и $\alpha_{п.п}$ функции τ и q . Принимая по-прежнему линейную зависимость q от $\Sigma \tau$ и приравнявая нулю производные экстремальной функции

$$\Phi = F + \lambda_1 \varphi_1 + \lambda_2 \varphi_2 + \lambda_3 \varphi_3, \quad (5.34)$$

находим оптимальные значения подогрева воды.

Если, в частности, на верхнюю ступень регенеративного подогрева воды отводится пар при давлении промежуточного перегрева (вариант схемы II на рис. 5.18,а), то

$$\tau_1 + q_1^0 \left(1 + \frac{q_{п.п}}{q_0 + \tau_0} \right) = (\tau_2 + q_2) \frac{q_2}{q_3}; \quad (5.35)$$

$$\frac{\tau_3}{\tau_4} = \frac{\tau_4}{\tau_5} = \frac{q_3}{q_5} = \frac{q_4}{q_6} = \frac{q_5}{q_6} = m_1; \quad (5.36)$$

$$\frac{\tau_7}{\tau_8} = \frac{q_7}{q_8} = \frac{q_8}{q_9} = m_2, \quad (5.37)$$

где m_1 и m_2 — показатели геометрической прогрессии для данной схемы с промежуточным перегревом.

Таким образом, и в случае промежуточного перегрева пара соотношения между значениями регенеративного подогрева воды в отдельных ступенях теплофикационных и конденсационных турбоустановок совпадают.

5.8. Регенеративный подогрев воды в турбоустановках насыщенного водяного пара

Анализ простых тепловых схем АЭС позволяет выявить основные закономерности оптимизации их параметров. Простые тепловые схемы АЭС с ограниченной (например, двухступенчатой) регенерацией отражают основные особенности паротурбинных установок на насыщенном паре: внешняя сепарация влаги, паровой промежуточный перегрев свежим и отборным паром (рис. 5.19). Принятые подогреватели регенерации смешивающего типа. Сложность расчета такой схемы обусловлена вводом в систему регенерации влаги из сепаратора и конденсата греющего пара (дренажа) из паровых промежуточных перегревателей. Расчет такой схемы следует производить, используя в качестве определяющей долю расхода пара через промежуточные перегреватели $\alpha_{п.п}$. Из уравнений теплового баланса подогревателей получают выражение для расходов пара на них в виде линейных функций $\alpha_{п.п}$. Подставляя эти выражения в уравнение для $\alpha_{п.п}$, определяют значение $\alpha_{п.п}$ в зависимости от параметров схемы, после чего находят доли отборов пара, отводимой из сепаратора влаги, пропуска пара в конденсатор α_K .

КПД турбоустановки (внутренний)

$$\eta_i = 1 - \alpha_K q_K / Q_0.$$

Расход теплоты на турбоустановку

$$\begin{aligned} Q_0 &= h_0 - h_{п.в} = \\ &= h_0 - h_1' - \tau_{см} = \\ &= q_0 + \tau_0 - \tau_{см}, \end{aligned}$$

5.9. Типы конструкций регенеративных подогревателей

Подогреватели низкого давления поверхностного типа. В регенеративной системе низкого давления большинства современных турбин пока преобладают поверхностные подогреватели (ПНД). Они выполняются в виде цилиндрического вертикального корпуса, в верхней части которого помещается водяная камера для отвода и подвода нагреваемой воды, отделяемая от основной части корпуса трубной доской; в ней закреплены U-образные трубки, составляющие поверхность нагрева подогревателя (трубную систему). В случае простейшей конструкции ПНД (без встроенного парохладителя) пар подается в верхнюю часть корпуса и омывает трубную систему, двигаясь к нижней части корпуса. В паровом пространстве между трубками устроены специальные перегородки, которые направляют паровой поток и осуществляют его движение в несколько ходов. Конденсат греющего пара отводится через патрубок в днище корпуса. В нижней части корпуса из конденсата пара образуется водяной объем. В эту часть подводится конденсат греющего пара (дренаж) подогревателей более высокого давления. Над водяным объемом устроена кольцевая перфорированная трубка, через которую отводится воздух.

В качестве поверхности нагрева применяют обычно гладкие трубы 16×1 (для отдельных рядов 16×2), соединение концов труб с трубными досками осуществляется методами вальцовки или вальцовки с приваркой. В случае более сложной конструкции при наличии парохладителя его помещают в центральной части подогревателя, а греющий пар подводят к нему в нижней или средней части корпуса. Далее приводятся конкретные конструкции ПНД и их описания.

Основные параметры и технические требования ПНД содержатся в специальном ОСТ. Так, недогрев в ПНД (разность между температурой насыщения, соответствующей давлению греющего пара, и температурой воды на выходе из подогревателя) при номинальном режиме работы не должен превышать 3°C в ПНД без охладителей пара и 2°C — с охладителями.

В трубной системе ПНД для блоков с начальными параметрами пара $p_0 = 24$ МПа; $t_0 = t_{\text{н.п}} = 540^\circ\text{C}$ применяют трубки из нержавеющей стали Х18Н10Т и сплава МНЖ-5-1. Ранее на таких блоках ПНД имели трубные пучки из латунных трубок. Эксплуатация их показала, что в этом случае питательный тракт быстро загрязняется оксидами меди и железа, это приводит к снижению мощности

блока, надежности и экономичности его работы. Для блоков 300 МВт была выпущена серия ПНД-400-26-7, где первая цифра означает площадь поверхности нагрева, м^2 , вторая — максимальное давление нагреваемой, а третья — греющей среды, кгс/см^2 . В процессе эксплуатации выявились некоторые недостатки таких подогревателей, недостаточная их надежность и тепловая эффективность, это привело к созданию в ЦКТИ совместно с ТКЗ подогревателя ПН-550 с повышенной поверхностью теплообмена 550 м^2 и некоторыми изменениями в конструкции (сокращение длин свободных пролетов труб, замена плоских фланцев воротниковыми и др.).

Для блоков 800 МВт применяют ПНД типа ПН-1500. В подогревателях, предназначенных в качестве первых ступеней подогрева по ходу конденсата, основные узлы унифицированы. Трубные доски приваривают к корпусу подогревателей, что повышает плотность парового пространства. Крышка на водяной камере разъемная; фланцевый разъем расположен выше водяных патрубков, это облегчает и сокращает сроки ремонта подогревателей. В разьеме на камере применено мембранное уплотнение.

Анкерные связи для подкрепления трубной доски полностью размещены внутри водяной камеры, имеющей специальное устройство для их установки. Для уменьшения полных длин труб и сокращения прямых участков в U-образных гйбах трубные пучки в подогревателях выполнены из двух симметричных частей. Промежуточные перегородки трубного пучка имеют по периферии бортики для сбора стекающего по поверхности трубок конденсата пара. Конденсат с этих перегородок отводится в нижнюю часть корпуса через трубы каркаса пучка, в которых в местах прохода через промежуточные перегородки имеются специальные окна для стока конденсата с перегородок.

Паровоздушная смесь отсасывается через кольцевую перфорированную трубу. Для предотвращения поступления к ней пара там же, в нижней части корпуса, несколько выше уровня конденсата расположен кольцевой гидрозатвор, заполняющийся конденсатом, стекающим по швеллерам и другим элементам трубного пучка. Подогреватели этого типа имеют два варианта подвода греющего пара: через один и через два патрубка. Против паровых патрубков установлены отбойные щиты, связанные с каркасом трубного пучка. Для турбин 1200 и 1000 МВт (К-1000-60/3000, К-1000-60/1500) созданы еще более крупные ПНД с поверхностями нагрева площадью соответственно 2300 и 3000 м^2 . Подогреватель ПН-2300-25-7-VI, используемый в качестве подогревателя П2 в тепловой схеме турбины К-1200-240, представлен на рис. 5.21.

В подогревателях этого типа приняты такие новые технические решения, перечисленные ранее, как мембранное уплотнение фланцевого разьема для предупреждения «запаривания» свежим паром трубы отсоса паровоздушной смеси, которое может произойти из-за его холостых протечек, установлен гидрозатвор в зоне нижней направляющей перегородки трубного пучка; трубы каркаса трубной системы использованы для отвода конденсата греющего пара из каждого отсека трубного пучка в нижнюю часть корпуса подогревателя, и, кроме того, на входе пара в трубный пучок образована парораспределительная камера, с помощью которой пар равномерно распределяется по всей высоте трубного пучка; через трубный пучок пар движется параллельными потоками (рис. 5.21, б), что позволяет сократить потерю давления в пучке, существенно уменьшить расстояние между соседними направляющими перегородками и повысить виб-

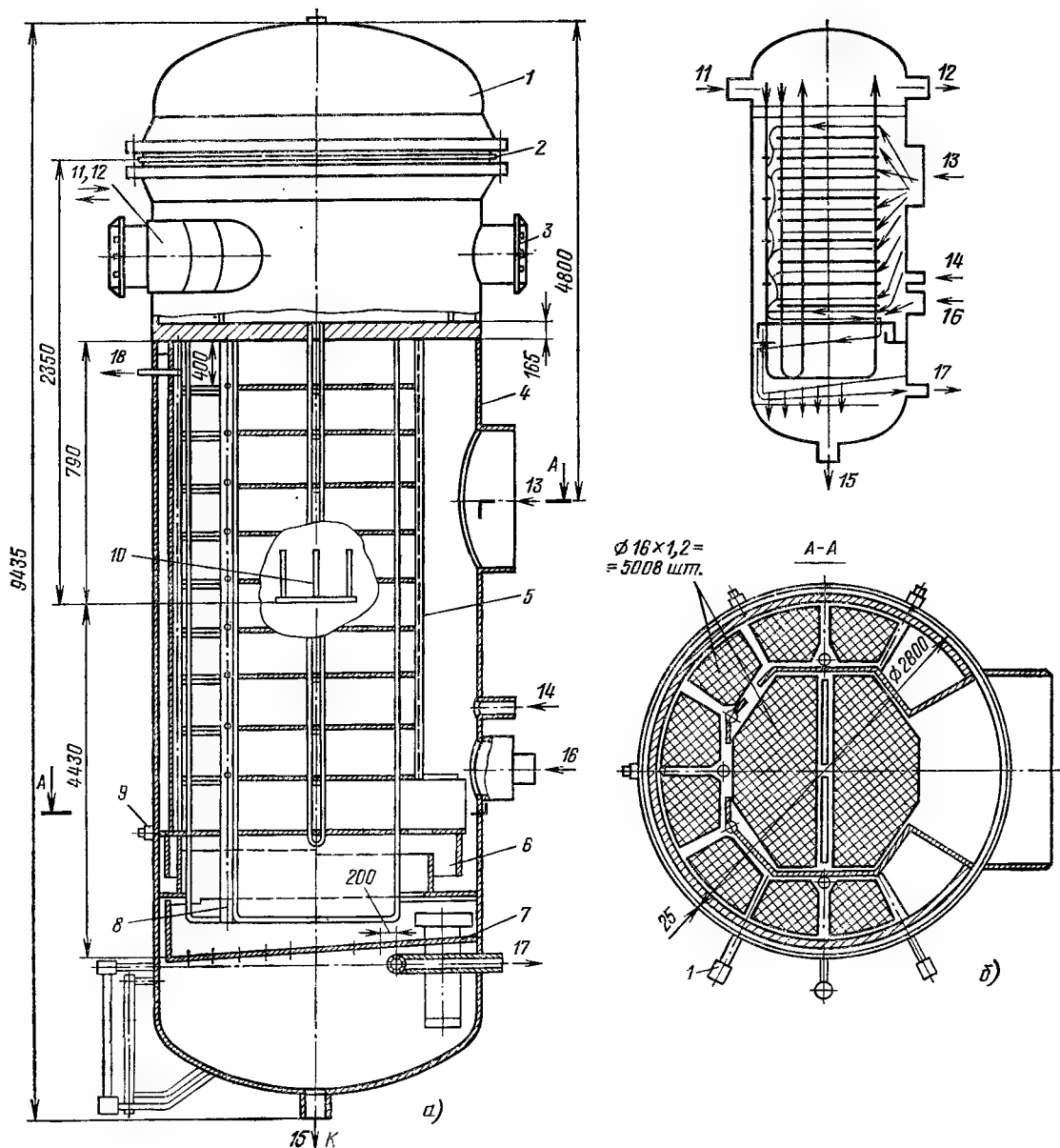


Рис. 5.21. Подогреватель ПН-2300-25-7-V1. Общий вид (а) и схема движения воды и пара (б):

1 — водяная камера; 2 — мембранное уплотнение фланцевого разъема; 3 — рым; 4 — корпус; 5 — трубная система; 6 — гидрозатвор; 7 — лоток (поддон); 8 — трубы каркаса трубной системы; 9 — отжимной болт; 10 — опора; 11, 12 — вход и выход основного конденсата; 13 — подвод пара; 14 — подвод паровоздушной смеси; 15 — отвод конденсата; 16 — подвод конденсата из аппарата с более высоким давлением; 17, 18 — отвод паровоздушной смеси

рациональную надежность трубного пучка. В нижней части подогревателя с помощью перфорированного лотка образован смешивающий воздухоохладитель, что способствует повышению концентрации неконденсирующихся газов в отводимой паровоздушной смеси.

Поверхностные подогреватели низкого давления являются сложными конструктивно, трудоемкими в изготовлении и дорогостоящими из-за большого расхода металла (латуни, мельхиора или нержавеющей стали), особенно ПНД для АЭС. По мере накопления опыта эксплуатации ПНД на АЭС и с учетом опыта наладки и работы ПНД на КЭС и ТЭС сфор-

мировались технические решения при проектировании нового типа ПНД для турбин К-750 и К-1000 для АЭС. Это в основном подогреватели типов ПН-1200 и ПН-1900 для турбины К-750-65/3000 и ПН-3200 — для турбин К-1000-60/3000 и К-1000-60/1500.

Трубные системы таких подогревателей выполняются в виде пучков из прямых труб одинаковой длины с оптимальным числом промежуточных перегородок, исключающим возможность возникновения вибрации труб. Конструкция их обеспечивает оптимальные

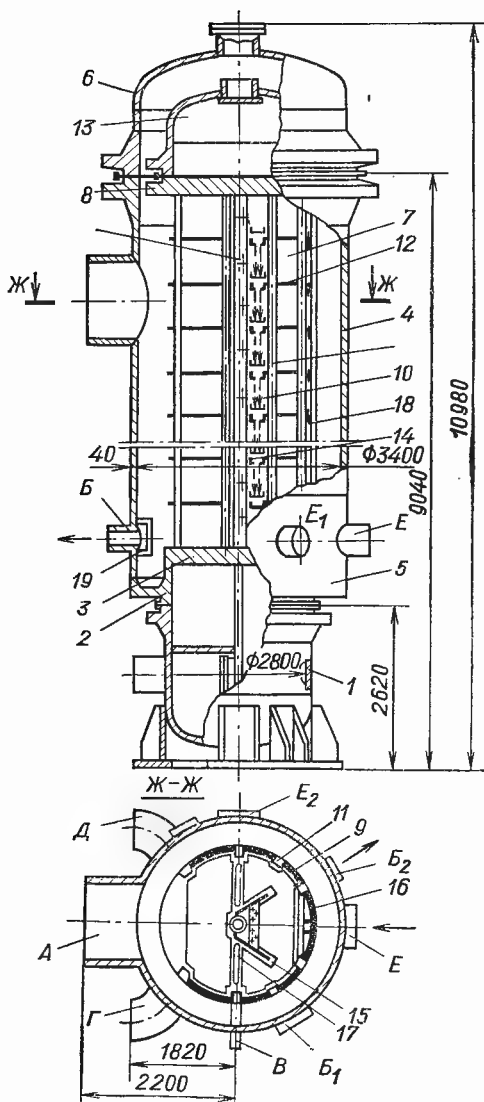


Рис. 5.22. Подогреватель низкого давления ПН-3200-30-16А

скорости и направления взаимного движения потоков пара и воды, эффективный отвод неконденсирующихся газов, быстрый отвод конденсата с направляющих перегородок. По мере возможности отдельные элементы и сборочные единицы унифицированы, что ускоряет и упрощает изготовление и монтаж подогревателей.

На рис. 5.22 приведен разрез подогревателя ПН-3200-30-16А. Нижняя водяная камера 1 при помощи фланца и шпилек крепится к специальному фланцу 2, приваренному к трубной решетке 3. Нижняя часть корпуса 4 приваривается к цилиндрической обечайке 5, установленной на специальном фланце 2. Вход пара через патрубок А осуществляется в нижней части корпуса. Патрубки выхода конденсата В, отсоса воздуха В и, если необходимо, патрубки входа конденсата и воздуха из ПНД с более высоким давлением пара устанавливаются на цилиндрической обечайке 5. Там же крепятся штуцера для присоединения приборов автома-

тического регулирования уровня, сигнализации и защиты. Это позволяет не отсоединять трубопроводы при ремонтах, связанных со снятием корпуса и осмотром трубной системы. Трубная система 7 состоит из стальных трубок $d=16 \times 1,0$ мм из стали Х18Н10Т. Концы трубок развальцованы в нижней 3 и верхней 8 трубных решетках, а для большей плотности этих соединений дополнительно приварены к решеткам. Трубный пучок охвачен кожухом 9, в котором по всей его высоте со стороны входа пара предусмотрено окно, через которое поступает пар. Между трубными решетками расположены трубы каркаса 11, на которых крепятся промежуточные перегородки 12 трубного пучка. В зоне выхода пара из трубной системы за последним рядом труб первого хода основного конденсата установлен смешивающий воздухоохладитель 10.

В верхней части корпуса на фланце крепится крышка 6. Верхняя (поворотная) водяная камера 13 соединена с трубной решеткой 8 при помощи фланца и шпилек. Плотность разъема обеспечивается мембранным уплотнением.

Питательная вода поступает в ПНД через патрубок Г в нижней водяной камере 1, имеющей разделительную перегородку. Вода поступает в верхнюю водяную камеру 13 и выходит через патрубок Д, пройдя два последовательных хода. На обеих камерах, перегородке нижней водяной камеры и на корпусе имеются люки для осмотра и ремонта узлов присоединения трубок к трубным решеткам. Воздухоохладитель 10 установлен на последних по ходу пара рядах труб в зоне первого хода по воде. Здесь при интенсивной конденсации пара очень мала его скорость и образуется застойная область, что способствует накоплению неконденсирующихся газов, а следовательно, ухудшению теплообмена, развитию коррозионных процессов. Воздухоохладитель увеличивает скорость пара, повышая эффективность системы отвода воздуха. Вертикальные перегородки 18 расположены между горизонтальными направляющими перегородками 12 под углом друг к другу.

В каждом отсеке трубной системы 7 стенка кожуха 9 и вертикальные перегородки 15 образуют канал 16 с уменьшающимся по ходу пара сечением, что позволяет поддерживать заданную скорость пара при постепенном снижении его массового расхода из-за конденсации.

В направляющих горизонтальных перегородках 12 между пучками труб первого и второго ходов выполнены отверстия 17 для отвода конденсата пара. Под отверстиями установлены лотки 14 и по кромке горизонтальных перегородок в месте прохода дополнительного канала — торцевые лотки 18. Их назначение — направлять потоки конденсата в короба, образованные швеллерами каркаса трубной системы.

Весь конденсат пара собирается в нижней части корпуса подогревателя. Отвод его осуществляется через патрубки В, В₁ или В₂, перед которыми внутри корпуса установлены гидрозатворы 19, поддерживающие минимальный уровень конденсата в корпусе. Перед патрубками входа конденсата Е, Е₁ или Е₂ внутри корпуса установлены перфорированные короба для уменьшения возмущения колебания уровня под воздействием потока вводимого конденсата.

Подогреватели низкого давления смешивающего типа. Система регенерации низкого давления характеризуется рядом особенностей. Первые два подогревателя по ходу конденсата работают при давлении пара ниже атмосферного. Опыт эксплуатации показал, что недогревы в этих подогревателях превышают нормы и держатся на уровне 8—10 °С и выше. Причиной является присутствие в паре воздуха, поступающего через неплотности

всей вакуумной зоны отборов турбины к П1 и П2. Повышенные недогревы в вакуумных ПНД получаются из-за увеличения парового сопротивления трубных пучков подогревателей для блоков большой единичной мощности. Недостатком системы регенеративных ПНД является незащищенность теплообменников от коррозии при повышениях концентрации O_2 и CO_2 в питательной воде и конденсате греющего пара. Система регенерации низкого давления с поверхностными подогревателями является источником загрязнения питательного тракта оксидами железа и меди, особенно в подогревателях с трубами из латуни. Основными причинами поступления меди в водопаровой тракт являются коррозия и эрозия труб ПНД с водяной стороны. Средний срок службы трубных систем ПНД из латуни составляет 6—8 лет.

Недостатками поверхностных ПНД являются трудоемкость и высокая стоимость ремонтных работ. Очень неудобно наличие в питательном тракте двух групп насосов (КН1 и КН2), включенных последовательно без разрыва потока через переменное гидравлическое сопротивление БОУ и имеющих разные характеристики, что вызывает сложности в эксплуатации при переменных режимах.

Кроме того, с ростом единичных мощностей турбин усложняется конструкция поверхностных подогревателей, возрастают требования к их экономичности и надежности, растут относительные затраты материалов, стоимость и трудоемкость изготовления ПНД.

Для устранения ряда перечисленных недостатков регенеративной системы низкого давления была предложена комбинированная система регенерации, в которой вакуумные подогреватели заменяются смешивающими, теплообменники с избыточным давлением пара остаются поверхностными. В такой системе отмечено полное удаление углекислоты методом термической десорбции в смешивающих подогревателях. Там же происходит удаление кислорода. Преимущества смешивающих подогревателей, кроме того, в их низкой стоимости, меньшей металлоемкости, меньшей сложности в изготовлении. В такой схеме сокращаются загрязнения питательного тракта оксидами Fe и Si. Положительными факторами являются также значительное упрощение схемы, устранение потери теплоты, связанной с отводом в конденсатор дренажа из П1. Смешивающие подогреватели работают без недогрева, таким образом уменьшая тепловую нагрузку следующих за ними поверхностных ПНД.

Вопрос о применении смешивающих подогревателей в системах регенерации может решаться в двух аспектах: реконструкция сис-

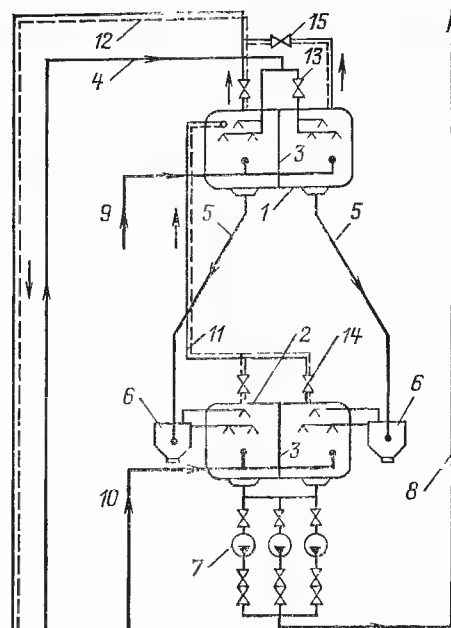


Рис. 5.23. Гравитационная схема включения двух смешивающих подогревателей:

1 и 2 — подогреватели; 3 — вертикальная перегородка; 4 — линия подвода конденсата; 5 — водоперепускные линии; 6 — выносные гидрозатворы; 7 — конденсатный насос; 8 — линия отвода конденсата; 9 и 10 — подводы греющего пара; 11 и 12 — отвод пара; 13—15 — задвижки

тем регенерации находящихся в эксплуатации турбоустановок, например К-200-130, К-300-240 и др., и создание комбинированных схем регенерации низкого давления для вновь проектируемых электростанций. Выбор рационального для каждого объекта варианта комбинированной схемы включения ПНД определяется совокупностью многих факторов, из которых главнейшими являются экономичность и надежность работы схемы, число групп конденсатных насосов и условия компоновки.

Число групп насосов можно сократить, если применить гравитационную схему включения двух смешивающих подогревателей, например приведенную на рис. 5.23, где конденсат из подогревателя более низкого давления, расположенного на более высоком уровне, сливается в следующий ПНД самотеком.

В настоящее время разработано и внедрено несколько типов смешивающих подогревателей, как горизонтальных, включаемых по гравитационной схеме, так и вертикальных.

Конструкция должна прежде всего удовлетворять требованию равномерного распределения в подогревателе взаимодействующих фаз. Для этого должны быть осуществлены либо дробление воды в паровом пространстве, либо ввод пара под слой воды. Равномерное распределение воды производится с помощью перфорированных тарелок (лотков), различных разбрызгивающих сопел, насадок и др.

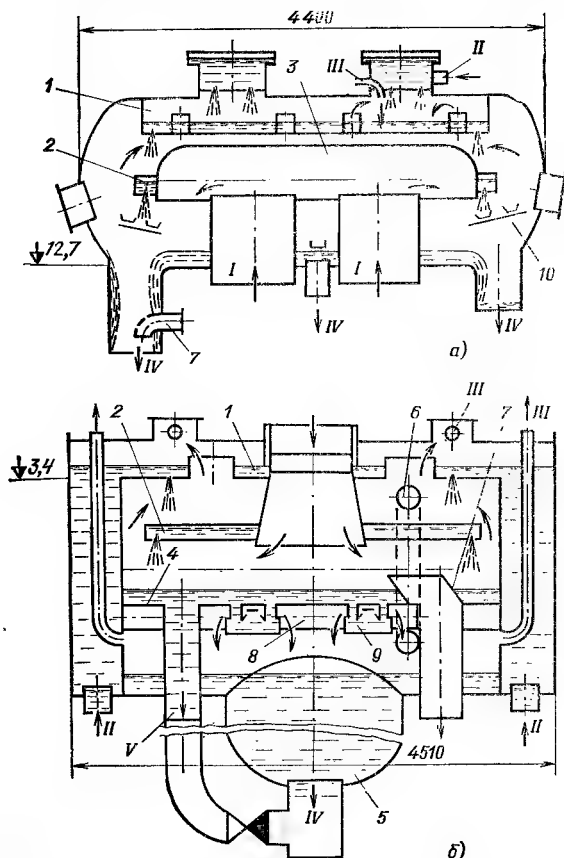


Рис. 5.24. Смешивающие подогреватели низкого давления для систем регенерации турбин 300 МВт:

a — *П1*; *б* — *П2*; 1, 2 — водораспределительные лотки соответственно верхнего и нижнего ярусов; 3 — паровпускной короб; 4 — перегородка; 5 — конденсатор; 6 — уравнивательная паровая труба; 7 — входной патрубок аварийного перелива; 8 — уравнивательная труба гидрозатворов; 9 — обратный затвор; 10 — отбойный щиток; *I* — вход пара; *II* — вход воды; *III* — отвод пара; *IV* — выход нагретой воды; *V* — отвод воды к дополнительному обратному затвору

Дробление воды может производиться как с использованием избыточного давления, так и при свободном ее сливе внутри корпуса; может быть использована также энергия парового потока.

На рис. 5.24 приведена конструкция смешивающих подогревателей *П1* и *П2* для включения по гравитационной схеме блока 300 МВт. Подогреватели выполнены в форме горизонтальных цилиндров, внутри корпусов установлены в два яруса горизонтальные перфорированные лотки. Греющий пар из последнего регенеративного отбора подводится к нижней части *П1* через два патрубка *I* и движется снизу навстречу воде, поднимаясь к двухсекционному встроенному смешивающему охладителю пара. Нижний лоток *П1* представляет собой одно целое с направляющим коробом, обеспечивающим равномерный подвод пара к струям нижнего яруса. Над сливными трубами из *П1* установлены влагоотбойные щитки, предохраняющие паровые патрубки от прямого попадания капельной влаги в случаях сброса нагрузки. В сливных штуцерах *П1* установлены входные патрубки аварийного перелива.

Греющий пар из предпоследнего регенеративного отбора подводится к верхней части *П2* трубой *I* и проходит по расширяющемуся конусу под нижний лоток,

затем, двигаясь снизу вверх, конденсируется на струях нижнего и верхнего ярусов; выпар отводится через два штуцера *III* в *П1*. Конденсат из *П1* подводится к верхнему лотку *П2* через два встроенных гидрозатвора, соединенных между собой двумя уравнивательными трубами. К этим трубам сверху крепится горизонтальная перегородка, в которую встроено 12 обратных затворов и трубопроводах для отвода конденсата из струйных отсеков в конденсатор. Предусмотрен аварийный перелив из *П2* в конденсатор через патрубок.

Пространство над уровнем воды в конденсаторе используется в качестве дополнительного деаэрационного отсека, поэтому здесь организован отсос паровоздушной смеси из него в *П1*.

На рис. 5.25 приведена одна из последних конструкций смешивающего *П1* по проекту ЦКТИ и схема поперечного сечения его струйного отсека. Как показано на схеме (рис. 5.25,б), средний и нижний лотки имеют центральный канал и установлены так, что по их внешнему периметру имеется пространство для одновременного подвода пара ко всем струйным пучкам, кроме верхнего, предназначенного для конденсации пара, поступающего по центральному каналу. Верхний лоток является одновременно приемной водяной камерой. Средний лоток полностью перекрывает корпус в горизонтальной плоскости, образуя зону отсоса паровоздушной смеси и зону подвода греющего пара. Нижний лоток делит струйный пучок после среднего лотка на две части, устраняя возможность слияния струйных пучков под воздействием парового потока. Эта конструкция осуществляет принцип противотока пара и воды и обеспечивает длительное время пребывания конденсата в паровом пространстве.

Существует ряд конструкций вертикальных смешивающих подогревателей, разработанных ВТИ и ЦКТИ, например конструкция вертикального смешивающего подогревателя с напорным водораспределением (рис. 5.26). Ее особенностью является то, что в нижней части корпуса устанавливается горизонтальная перегородка с обратным затвором. Расстояние от нее до патрубка подвода пара таково, что полностью исключает опасность заброса капельной влаги в отбор турбины при сбросе нагрузки. Пар из отбора турбины из верхней части корпуса движется вниз и конденсируется на падающих пленках воды. Здесь массовая конденсация греющего пара и теплообмен осуществляются по принципу прямотока. Далее неконденсированный пар и воздух движутся вверх навстречу струям, поступающим в воздухоохладитель; здесь теплообмен происходит по принципу противотока. Паровоздушная смесь проходит по периферии водяного коллектора и отводится через трубку. Конденсат собирается на горизонтальном лотке, через отверстия в нем стекает на горизонтальную перегородку, а затем через обратные клапаны поступает в водяное пространство.

Другая конструкция вертикального смешивающего ПНД предназначена для блока 500 МВт ЛМЗ. Схема конструкции представлена на рис. 5.27. Подогреватель струйный с двумя каскадами струй. Здесь, кроме перегородки с обратными затворами, в корпусе предусмотрен обратный затвор в паровом патрубке.

Подогреватели высокого давления. Регенеративные подогреватели высокого давления предназначены для подогрева питательной воды, находящейся под полным давлением питательного насоса. Греющей средой в них является пар из отборов турбины в ЧВД и ЧСД. ПВД выполняются только как теплообменники поверхностного типа. Конструкция их коренным образом отличается от ПНД и усложнена наличием нескольких зон поверхностного теплообмена, различающихся по принципу ис-

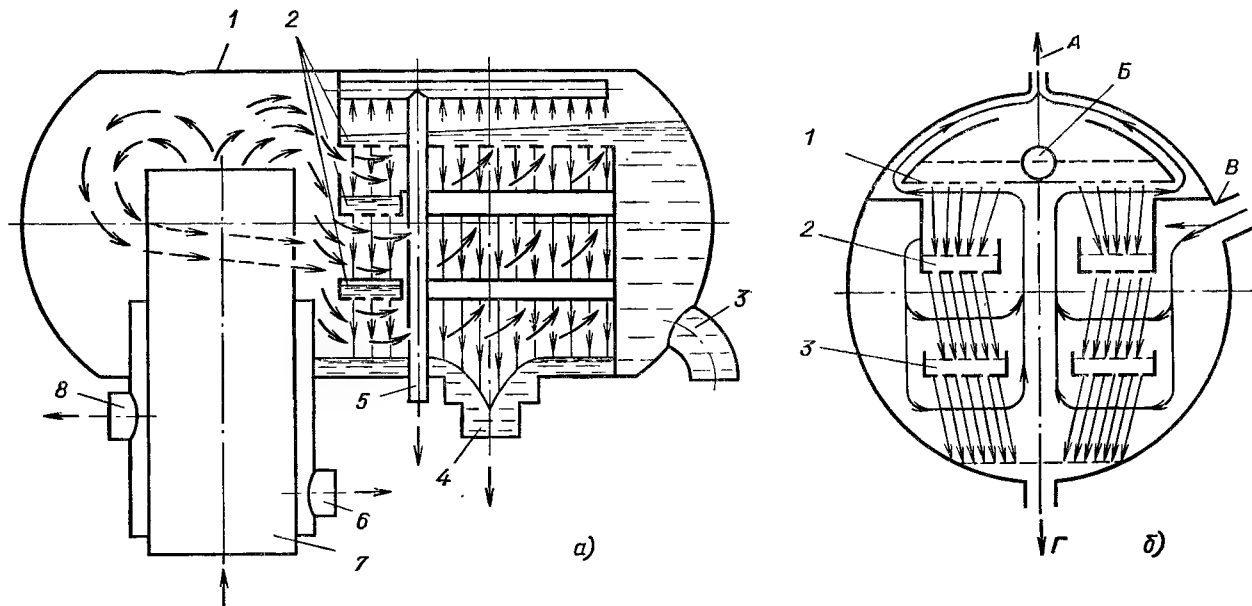
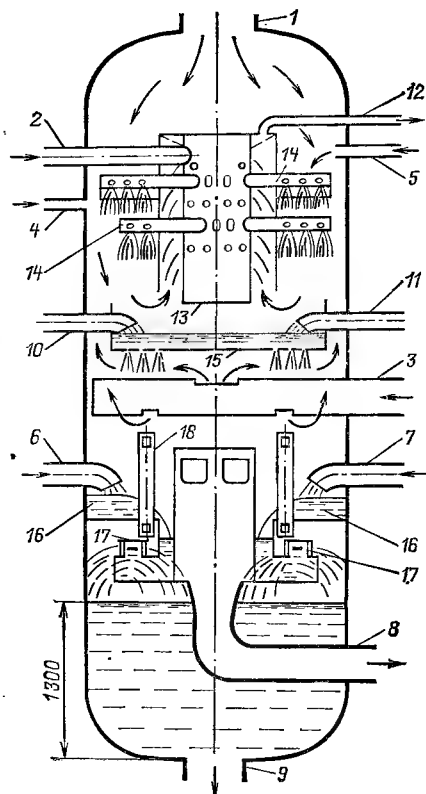


Рис. 5.25. Горизонтальный смешивающий подогреватель:

а — схема конструкции смешивающего ПИ энергоблока 300 МВт при гравитационной схеме включения; 1 — корпус; 2 — блок перфорированных тарелок (лотков); 3 — подвод конденсата; 4 — отвод паровоздушной смеси в конденсатор; 5 — отвод паровоздушной смеси в конденсатор; 6 — аварийный отвод конденсата во всасывающий коллектор КН2; 7 — подвод греющего пара из отбора; 8 — аварийный сброс конденсата в конденсатор; б — схема струйной ступени нагрева конденсата в смешивающем ПИ турбины 300 МВт; А — отвод паровоздушной смеси; Б — подвод конденсата (показан условно); В — подвод греющего пара (показан условно); Г — отвод конденсата

пользования теплоты греющей среды. Наиболее характерным является наличие трех зон поверхности теплообмена, расположенных в

одном корпусе ПВД, принципиальная схема движения сред в которых представлена на рис. 5.28: зона охлаждения пара (ОП), в которой происходит конвективный теплообмен при охлаждении перегретого пара с температурой стенки выше температуры насыщения; зона конденсации пара (КП), где греющий пар полностью конденсируется; зона охлаждения конденсата (ОК), где происходит конвективный теплообмен при охлаждении конденсата греющего пара.



ПВД представляет собой вертикальный теплообменник, основными узлами которого являются корпус и трубная система. Корпус сварной конструкции состоит из верхней съемной части (цилиндрическая обечайка, штампованное днище и фланец) и нижней несъемной части (днище, фланец, опора). Фланцевое соединение корпуса имеет мембранное уплотнение (рис. 5.29). Гидравлическая плотность соединения обеспечивается предварительной приваркой к фланцам корпуса 1 и днища 4 соответствующих мембран 2 и 3, которые после сборки фланцев свариваются между собой по наружному краю; мембраны выдерживают три — шесть разборок, после которых должны быть приварены новые мембраны

Рис. 5.26. Конструкция вертикального смешивающего П2:

1 — пар из отбора турбины; 2 — конденсат; 3 — пар из уплотнений турбины; 4 — выпар из деаэратора; 5 — выпар из ПЗ и сетевых подогревателей; 6 — дренаж из сетевых подогревателей; 7 — дренаж из ПЗ; 8 — аварийный перелив в конденсатор; 9 — слив конденсата; 10 — слив из уплотнений ПЭН и ПТН; 11 — слив дренажей из обратного затвора и импульсного соленоидного клапана; 12 — отвод паровоздушной смеси; 13 — водяной коллектор; 14 — водораспределительные трубы; 15 — перфорированный лоток; 16 — горизонтальная перегородка; 17 — обратный затвор; 18 — уравнивательные трубы

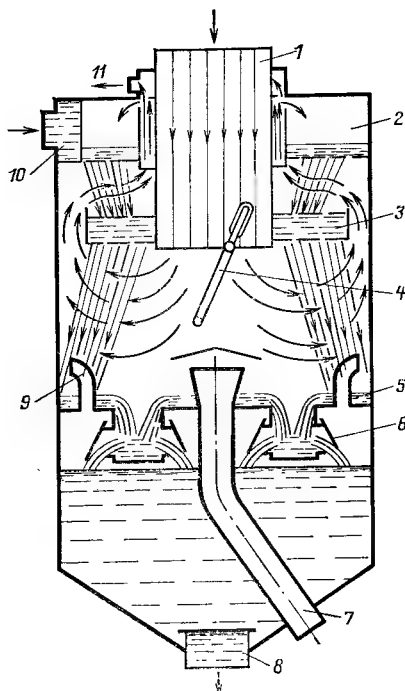


Рис. 5.27. Схема конструкции вертикального смешивающего ПД для маневренного энергоблока 500 МВт:

1— подвод греющего пара; 2— водяная камера; 3— кольцевая перфорированная тарелка; 4— обратный поворотный затвор; 5— перегородка; 6— обратный затвор; 7— аварийный сброс конденсата в конденсатор; 8— отвод конденсата; 9— уравнивательные трубы; 10— подвод конденсата; 11— отвод паровоздушной смеси

с термообработкой фланцев. На съемной части корпуса для обеспечения подъема предусматриваются либо специальные рым-болты, либо такелажные штуцера, расположенные в верхней части обечайки корпуса. Прива-

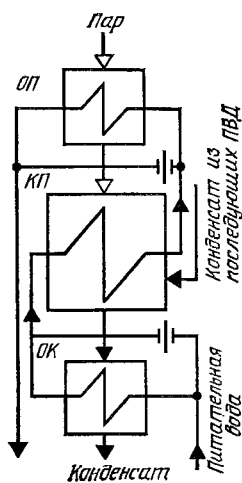


Рис. 5.28. Схема включения ОП, КП и ОК и движения греющей и нагреваемой среды

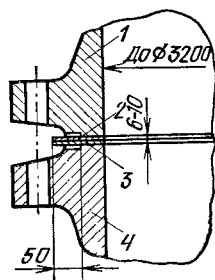


Рис. 5.29. Мембранное соединение фланцевого разъема ПВД

ренную к нижней части корпуса опору присоединяют также к кольцу с отверстиями для крепления болтами к фундаменту.

В трубных системах современных ПВД обязательно наличие коллекторных распределительных труб. Поверхности теплообмена выполняют в виде круглых спиральных бифилярных (двухтрубных) змеевиков, при этом навивка спиральных труб может быть выполнена в двух или одной плоскостях (рис. 5.30).

Применение одноплоскостных змеевиков улучшает заполнение объема корпуса и способствует получению скоростей воды, близких к экономически оптимальным и ниже опасных в отношении эрозии и коррозии. Кроме того, одноплоскостные змеевики удобнее присоеди-

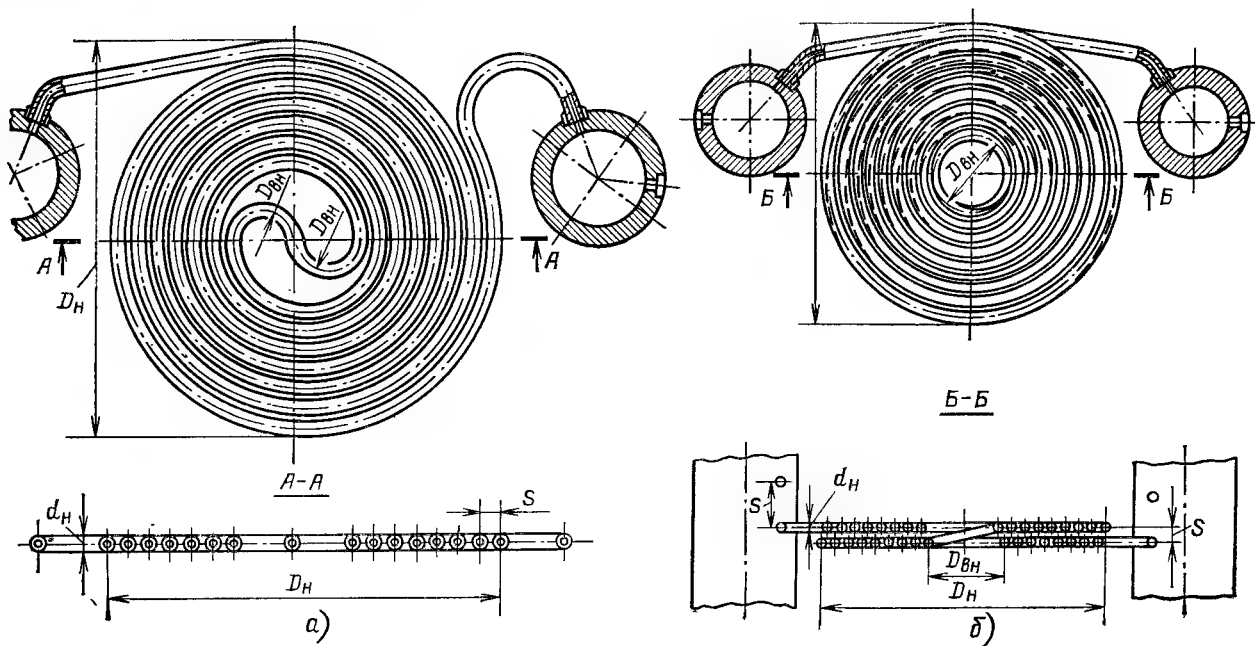


Рис. 5.30. Формы навивки спиральных труб: а— одноплоскостные; б— двухплоскостные

нять к коллекторным трубам (вертикальный шаг отверстий на них уменьшается вдвое). Для удобства замены отдельных змеевиков их концы приваривают к коллекторным трубам в шахматном порядке.

Обычно трубная система ПВД имеет четыре или шесть коллекторных труб для распределения и сбора питательной воды. В нижней части подогревателя

к этим трубам присоединяют патрубки для подвода и отвода питательной воды (рис. 5.31).

Между спиральными трубными элементами в зоне КП подогревателя через 8—12 рядов плоскостей змеевиков установлены горизонтальные перегородки, предназначенные для организации движения пара и отвода образующегося на поверхности теплообмена конденсата пара. Спиральные элементы поверхности зон ОП и ОК располагают в специальных кожухах, в которых с помощью системы промежуточных перегородок в межтруб-

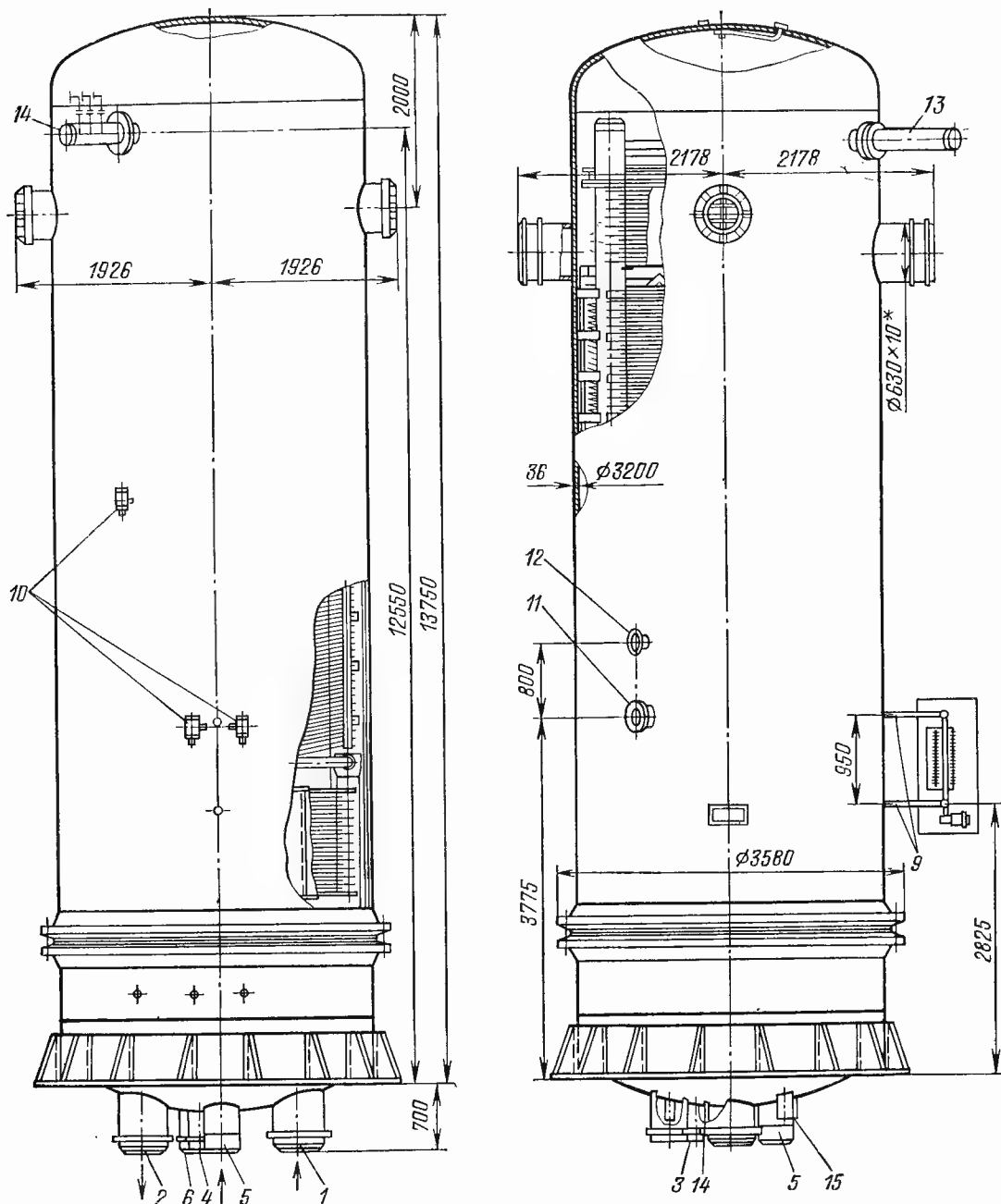


Рис. 5.31. Конструкция подогревателя высокого давления типа ПВ-2500-380:

1 — вход питательной воды; 2 — выход питательной воды; 3 — вход греющего пара; 4 — выход конденсата греющего пара; 5 — вход питательной воды в дополнительный ОП; 6 — выход питательной воды из дополнительного ОП; 7 — отвод неконденсирующихся газов; 8 — отвод конденсата из корпуса; 9 — к водоуказательному прибору; 10 — к дифманометру; 11 — вход конденсата из ПВД высшей ступени; 12 — вход воздуха из ПВД высшей ступени; 13 — к предохранительным клапанам; 14 — отвод конденсированного пара из паровой рубашки; 15 — отвод воздуха из трубной системы; 16 — выхлоп предохранительного клапана

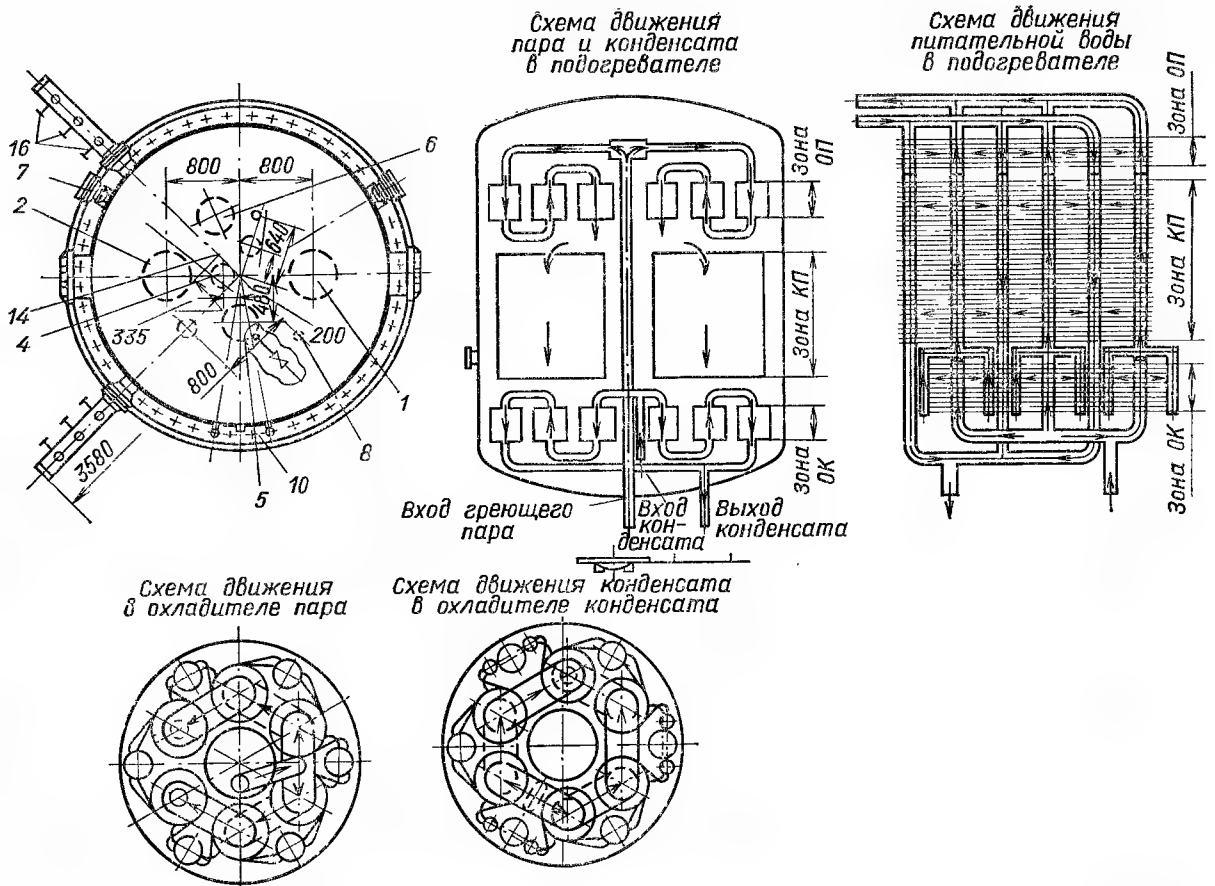


Рис. 5.31. Продолжение

ном пространстве создается организованное движение потоков пара или конденсата.

Поток питательной воды разветвляется по распределительным коллекторам, в которых установлены диафрагмы, обеспечивающие прохождение через ОП и ОК определенной части потока. После нагрева такой части потока в зоне ОК происходит смешивание его с основным потоком питательной воды. Через зону КП питательная вода проходит полностью и поступает в собирающие коллекторы, после чего поток с помощью диафрагмы снова разделяется: большая его часть направляется сразу в выходной патрубок, а меньшая нагревается в спиральных трубах зоны ОП, после чего эти потоки смешиваются перед выходом из ПВД.

Перегретый пар из отбора турбины подводится в корпус подогревателя снизу через паровой штуцер и через стояк в центральной части корпуса попадает в зону ОП, где в несколько ходов омывает трубный пучок, отдавая теплоту перегрева и уже при температуре, близкой к температуре насыщения, поступает в зону КП. Конденсат пара отводится за пределы трубной системы и вдоль стенок корпуса стекает в нижнюю часть корпуса, в зону ОК. Схема движения пара и конденсата в ПВД, а также схема движения питательной воды приведены на рис. 5.31.

Неконденсирующиеся газы отводятся в подогреватель с более низким давлением пара по специальной трубе, установленной в нижней части зоны КП. ПВД снабжен автоматическим устройством регулирования уровня конденсата в корпусе и автоматическим защитным устройством для защиты турбины от попадания воды через паропровод отбора в случаях повышения

уровня конденсата из-за разрыва труб, появления свищей в местах сварки элементов трубной системы, резкого уменьшения отвода конденсата и т. д.

На рис. 5.31 приведен также общий вид ПВД с общей площадью нагрева 2500 м^2 на максимальное давление питательной воды $38,0 \text{ МПа}$, предназначенного для турбоустановки К-1200-240 ЛМЗ. Там же даны схемы движения питательной воды, пара и конденсата в подогревателе, а также отдельно в охладителе пара и охладителе конденсата.

Диаметр и толщина труб змеевиков $32 \times 5 \text{ мм}$, змеевики одноплоскостные при числе витков в одной плоскости 10 шт. (при этом развернутая длина труб одной спирали 19773 мм ; суммарная площадь поверхности спирали $1,99 \text{ м}^2$).

Количество змеевиков (спиральных элементов) в ПВД зависит от его места в системе регенерации высокого давления. Например, для последнего по ходу питательной воды ПВД это всего 1332 шт., причем в отдельных зонах они распределяются таким образом: ОК — 78, КП — 1158 и ОП — 96 змеевиков. ПВД рассчитан на максимальный расход воды 1830 т/ч и максимальную температуру пара 355°C . Расчетное гидравлическое сопротивление ПВД составляет $0,25 \text{ МПа}$.

Технические характеристики и подробные сведения о подогревателях высокого давления содержатся в каталоге теплообменного оборудования паротурбинных установок [17], где приведены также конструктивные схемы современных ПВД.

5.10. Экономически наивыгоднейшая температура питательной воды

Теоретически наивыгоднейшая температура регенеративного подогрева питательной воды отвечает наименьшему расходу теплоты турбинной установки, обусловливающему соответствующую экономию топлива на электростанции. Применение регенеративного подогрева связано одновременно с дополнительными затратами. Это приводит к тому, что экономически наивыгоднейшая температура регенеративного подогрева питательной воды, определяемая минимальным значением расчетных затрат, ниже ее теоретически наивыгоднейшего значения.

Регенеративная подогревательная установка с трубопроводами, арматурой, вспомогательными насосами, автоматическими устройствами и контрольно-измерительной аппаратурой требует дополнительных затрат металла и энергии на перекачку воды, дополнительного места и соответствующих денежных затрат.

При применении регенеративного подогрева воды при данной электрической мощности из-за отборов увеличивается расход свежего пара и питательной воды. Вследствие увеличения расхода свежего пара высота лопаток ступеней высокого давления турбины возрастает, повышается их КПД. Уменьшение пропуска пара через ступени низкого давления и выхлопную часть турбины облегчает их конструкцию, уменьшает выходные потери и позволяет повысить предельную мощность турбины.

При регенеративном подогреве воды увеличивается расход воды и пара, возрастают площади поверхности нагрева испарительной и перегревательной части парового котла. Площадь поверхности нагрева экономайзера из-за увеличения расхода воды и снижения температурных напоров также может возрасти. Для снижения температуры уходящих газов увеличивают поверхность нагрева воздухоподогревателя. В результате затраты металла и стоимость парового котла с повышением температуры питательной воды возрастают.

С изменением температуры питательной воды на $\Delta t_{п.в.}$, °С, экономическая температура уходящих газов $t_{у.г}$ изменяется на $\Delta t_{у.г} = a \Delta t_{п.в.}$, где $a = 0,20 \div 0,25$, и имеет большие значения для более дешевого топлива. Повышению температуры питательной воды на 10 °С соответствует снижение КПД парового котла примерно на 0,14%.

Диаметры и стоимость трубопроводов свежего пара и питательной воды также увеличиваются. Возрастает расход энергии на подачу питательной воды насосами. Однако удешевляются конденсационная установка и система водоснабжения.

С повышением температуры регенеративного подогрева питательной воды в пределах, обеспечивающих уменьшение расхода топлива на электростанции, удешевляется также пылеприготовление, топливное и зольное хозяйство, газоочистные устройства; уменьшается расход энергии на вспомогательные механизмы этих установок; удешевляются дымовые трубы.

Экономически наивыгоднейшая температура питательной воды зависит также от стоимости используемого металла и топлива и может быть определена в результате следующих, обычно вариантных расчетов.

Экономически наивыгоднейшую температуру питательной воды надо выбирать совместно с выбором числа регенеративных отборов турбины. В зависимости от начальных параметров пара, мощности энергоблоков, стоимости используемого топлива рассматриваются несколько вариантов числа регенеративных отборов пара (например, 6—8 или 7—9 отборов).

Для данного числа отборов методами, изложенными ранее, находят теоретически наивыгоднейшую конечную температуру регенеративного подогрева питательной воды, являющуюся верхним пределом экономической температуры питательной воды (при данном числе отборов). Теоретическая температура определяет крайний вариант с верхним значением исследуемой экономической температуры. Остальные варианты при данном числе ступеней подогрева выбирают, снижая соответственно конечную температуру питательной воды по сравнению с наивысшей. Определив таким образом экономически оптимальную температуру воды при каждом числе отборов, выбирают затем экономическое число отборов с соответствующей экономически наивыгоднейшей температурой питательной воды.

На установках с промежуточным перегревом пара предварительно определяют оптимальное его давление. Варианты конечной тем-

Таблица 5.1

Среда	Рекомендуемые температуры, °С		
	Энергоблок 24 МПа, 540 °С для базовой нагрузки		Энергоблок 13 МПа, 540 °С — пиковые
	Бурый уголь (2—5 руб/т условного топлива)	Дорогое топливо (18—23 руб/т условного топлива)	
Питательная вода	235—245	280—295	235—245
Уходящие газы	180—190	130—140	150—160
	130—140		
Воздух перед основным подогревателем	30	60—70	
	40—50		

Примечание. Числитель—замкнутая система пылеприготовления; знаменатель—разомкнутая.

температуры регенеративного подогрева питательной воды выбирают при этом с учетом промежуточного перегрева; один из верхних регенеративных отборов совмещают, в частности, с отводом пара на промежуточный перегрев.

Минимум расчетных затрат на топливо и перечисленные элементы электростанции определяет экономически наиболее выгодную конечную температуру питательной воды, соответствующую температуре уходящих газов, КПД парового котла и ряд других параметров электростанции.

Таким образом, определение экономически наиболее выгодной конечной температуры питательной воды является существенным элементом комплексной оптимизации паротурбинной электростанции, которая для новых типов оборудования ТЭС и АЭС выполняется, как пра-

вило, при предпроектных проработках методами математического моделирования с использованием электронных вычислительных машин (ЭВМ).

В табл. 5.1 приведены значения температуры питательной воды, уходящих газов и предварительного подогрева воздуха, рекомендуемые ЦКТИ на основании технико-экономических расчетов для базовых и полупиковых энергоблоков и районов дешевого и дорогого топлива.

При увеличении температуры уходящих газов относительно указанных в табл. 5.1 на 20°C температура питательной воды может быть повышена на $5\text{--}10^\circ\text{C}$, при уменьшении температуры уходящих газов на 20°C температуру питательной воды следует понизить на $5\text{--}7^\circ\text{C}$.

Глава шестая

БАЛАНСЫ ПАРА И ВОДЫ, СПОСОБЫ ВОСПОЛНЕНИЯ ИХ ПОТЕРЬ

6.1. Балансы пара и воды на КЭС.

Добавочная вода и требования к ней

Балансы пара и воды на конденсационных электростанциях определяются следующими уравнениями.

Паровой баланс турбины с регенеративными отборами

$$D_0 = \Sigma D_r + \Sigma D_y + D_{yt} + \Sigma D_i + D_k, \quad (6.1)$$

где D_0 — расход свежего пара на турбину; D_r — регенеративные отборы пара; D_y — протечки пара через уплотнения; D_i — разные отборы пара (на привод питательных насосов и воздухоподогрев, подогрев мазута и воздуха для котлов и т. п.); D_k — пропуск пара в конденсатор; D_{yt} — утечки пара в турбоустановке.

Расход свежего пара на турбоустановку D_0 принимается в качестве основной расчетной величины при расчете тепловой схемы, производительности котла, энергетических показателей и др.

Баланс питательной воды

$$D_{п.в} = D_0 + D_{пр}, \quad (6.2)$$

где $D_{пр}$ — расход продувочной воды котла (для прямоточного котла $D_{пр} = 0$, тогда $D_{п.в} = D_0$).

С другой стороны поток питательной воды $D_{п.в}$ состоит из конденсата турбины D_k , конденсата пара регенеративных отборов ΣD_r , конденсата пара из расширителя продувки котла $D'_{п}$ и конденсата пара из уплотнений ΣD_y . Кроме того, поток питательной воды необходимо дополнить таким количеством добавочной воды, которое восполняет потери пара и воды

в тепловой схеме: $D_{д.в} = D_{yt} + D_{ут}$, где $D_{ут}$ — прочие утечки пара и конденсата сверх утечек в турбоустановке.

Количество добавочной воды определяется в случае конденсационной турбоустановки утечками пара и конденсата (и потерями продувочной воды при барабанном котле). Все эти потери относятся к *внутренним* потерям в схеме (рис. 6.1).

Потери от утечек обуславливаются неплотностью фланцевых соединений трубопроводов, предохранительных клапанов турбин и котлов и другого оборудования на ТЭС, потерями дренажа трубопроводов, арматуры и оборудования, а также безвозвратными потерями пара на технические нужды: на разогрев мазута, на мазутные форсунки, на паровую обдувку котлов и т. д. Потери от утечек фактически распределены по всему пароводяному тракту, но большая их часть сосредоточена в местах с наиболее высокими параметрами, поэтому при рас-

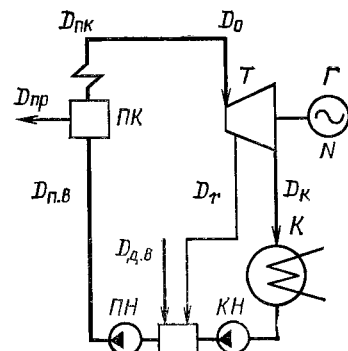


Рис. 6.1. Простейшая схема конденсационной электростанции с потерями пара и воды

чете иногда учитывают потери от утечек в линии свежего пара, что дает некоторый запас в показателях тепловой экономичности ТЭС.

Потери от утечек уменьшают, заменяя фланцевые соединения трубопроводов, арматуры и оборудования сварными соединениями, повышая плотность арматуры, собирая и используя дренаж.

На конденсационных электростанциях общая сумма потерь не превышает 1,5%, эти потери восполняются добавочной водой. Требования к качеству этой воды так же высоки, как к воде, служащей для заполнения контура паротурбинной установки. Для того чтобы современный энергоблок работал длительное время без отложений в экранных трубах, пароперегревателе парового котла и проточной части турбины, концентрация отдельных составляющих примесей в питательной и добавочной воде не должна превышать 5—100 мкг/кг, в том числе соединений натрия (в пересчете на Na) не более 5 мкг/кг, кремниевой кислоты (в пересчете на SiO_2) не более 15 мкг/кг [11]. Для получения добавочной воды в качестве исходной применяется сырая вода, подвергаемая соответствующей обработке, вид которой зависит от типа электростанции, от характеристик и параметров оборудования, от качества исходной воды.

6.2. Химическая и термическая подготовка добавочной воды. Одноступенчатые и двухступенчатые испарительные установки

На тепловых электростанциях применяются два способа подготовки добавочной воды: химический и термический. Выбор способа водоподготовки зависит от многих факторов. Необходимо учитывать тип электростанции, тип котла, размеры потерь теплоносителя, качество исходной сырой воды и т. д.

При химическом способе сырая вода проходит несколько этапов очистки. На первом этапе (предочистке) из воды выделяются грубодисперсные и коллоидные вещества и снижается бикарбонатная щелочность воды посредством добавления в воду специальных веществ — реагентов, вызывающих выпадение примесей в осадок. На последующих этапах химической подготовки происходит очистка воды от некоторых растворенных примесей в основном методом ионного обмена. При химическом способе из добавочной воды почти полностью удаляются соли жесткости, но при этом хорошо растворимые соли удаляются лишь частично. Щелочность химически очищенной воды может приближаться к нулевой. Наиболее дорогие и сложные устройства необходимы для удаления кремниевой кислоты. Метод глубокого химического обессоливания позволяет

получить воду, не уступающую по качеству конденсату турбины.

Химический метод обессоливания в настоящее время является основным для ГРЭС с оборудованием на давление пара выше 10 МПа при среднем солесодержании исходной воды не выше 4—5 мг-экв/кг для барабанных котлов и не выше 3—4 мг-экв/кг для прямоточных котлов.

Основным недостатком химического способа подготовки воды с точки зрения охраны окружающей среды от вредных выбросов является большой сброс отмывочных вод в водоемы; термический метод подготовки добавочной воды имеет преимущество в этом отношении перед химическим.

Термический способ подготовки добавочной воды основан на применении испарительных установок. В испарительной установке происходит дистилляция исходной добавочной воды — переход ее в пар с последующей конденсацией. Конденсат испаренной воды является дистиллятом, свободным при правильной конструкции и эксплуатации испарителя от солей жесткости, растворимых солей, щелочей, кремниевой кислоты и т. п.

В состав испарительной установки входят испаритель, в котором предварительно химически очищенная вода превращается в пар, и охладитель, в котором конденсируется полученный в испарителе пар. Такой охладитель называется *конденсатором испарительной установки*, или *конденсатором испарителя*.

Термический способ подготовки добавочной воды по начальным затратам и эксплуатационным расходам обычно дороже химического. Кроме того, испарительные установки со сравнительно простой одноступенчатой схемой имеют ограниченную производительность, а применение многоступенчатых испарителей еще более удорожает и делает более громоздкой всю установку, а также усложняет компоновку машинного зала.

Испарительные установки применяют на станциях высокого и сверхкритического давления с барабанными и прямоточными котлами при относительно небольших потерях пара и конденсата.

Испарение добавочной воды происходит за счет теплоты, отдаваемой первичным греющим конденсирующимся паром из отборов турбины; конденсация произведенного в испарителе вторичного пара происходит в результате охлаждения пара водой, обычно — конденсатом турбинной установки (рис. 6.2).

При такой схеме включения испарителя и его конденсатора теплота пара турбины используется в конечном счете для подогрева основного конденсата и возвращается с питательной водой в котлы. Таким образом, испарительная

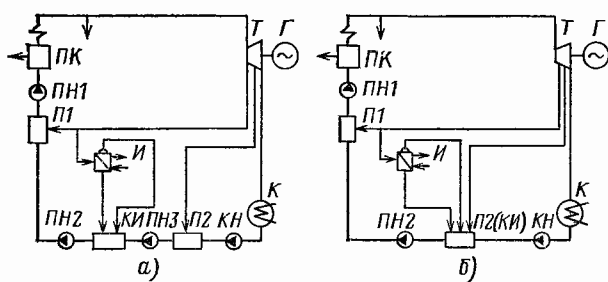


Рис. 6.2. Простейшая схема конденсационной электростанции с одноступенчатой испарительной установкой: а — с собственным конденсатором испарителя КИ (без энергетической потери); б — при использовании регенеративного подогревателя П2 (КИ) в качестве конденсатора (с энергетической потерей)

установка включается по регенеративному принципу, и ее можно рассматривать как элемент регенеративной схемы турбоустановки. При этом, однако, возникает энергетическая потеря, обусловливаемая наличием температурного напора в испарителе и, следовательно, увеличенным недогревом в такой регенеративной ступени $\theta = t_{н.н} - t_{к.и}$, °С, где $t_{н.н}$ — температура насыщения пара из отбора турбины, $t_{к.и}$ — температура подогрева воды в конденсаторе испарителя.

Показанная на рис. 6.2 схема характеризует одноступенчатую испарительную установку с одной ступенью испарения воды.

Испаритель — теплообменник поверхностного типа, в котором греющий (первичный) пар, отдавая теплоту, конденсируется при постоянной температуре насыщения $t_{н.н}$, а нагреваемая вода, испаряясь, превращается при постоянной температуре парообразования (насыщения) $t_{н}^н$ в пар (вторичный). Для передачи теплоты от греющего пара к испаряемой воде должно быть $t_{н.н} > t_{н}^н$ и, соответственно, давление греющего пара выше давления вторичного пара: $p_n > p_{н}^н$.

Чем больше температурный напор в испарителе $\Delta t_n = t_{н.н} - t_{н}^н$, тем дешевле испаритель, так как меньше требуемая площадь поверхности нагрева испарителя, м²,

$$F_n = Q_n / (K_n \Delta t_n), \quad (6.3)$$

где Q_n — теплота, передаваемая через поверхность испарителя за единицу времени, кВт; K_n — коэффициент теплопередачи.

Конденсатор испарителя представляет собой пароводяной поверхностный теплообменник. Здесь вторичный пар конденсируется при температуре насыщения $t_{н}^н$, нагревая воду (конденсат) до температуры $t_{к.и} < t_{н}^н$. Повышение температуры воды в конденсаторе испарителя

$\Delta t_{к.и} = t_{к.и} - t_{к.и}^0$, где $t_{к.и}^0$ — температура воды при входе в конденсатор испарителя, зависит в основном от соотношения расходов вторич-

ного пара $D_{н}^н$ и охлаждающего конденсат $D_{к.и}$ при заданной температуре $t_{к.и}^0$, и температура $t_{к.и}$ определяется из уравнения теплового баланса конденсатора испарителя.

С увеличением температурного напора Δt_n в испарителе и понижением температуры насыщения вторичного пара $t_{н}^н$ уменьшается площадь поверхности нагрева испарителя, но уменьшается и температурный напор на выходе воды из конденсатора испарителя — недогрев воды $\theta_{к.и} = t_{н}^н - t_{к.и}$. При этом площадь поверхности нагрева конденсатора испарителя, м²:

$$F_{к.и} = Q_{к.и} / (K_{к.и} \Delta t_{ср}^{\log}), \quad (6.4)$$

где $Q_{к.и} \approx Q_n$ — тепловая нагрузка конденсатора испарителя, примерно равная тепловой нагрузке испарителя Q_n ; средний логарифмический напор в конденсаторе испарителя

$$\Delta t_{ср}^{\log} = \frac{\Delta t_{к.и}}{2,3 \lg (\Delta t_{к.и} + \theta_{к.и}) / \theta_{к.и}};$$

здесь $\Delta t_{к.и} = t_{к.и} - t_{к.и}^0$, °С, при указанных условиях величина практически постоянная.

Следовательно, с понижением температуры вторичного пара $t_{н}^н$ уменьшаются недогрев $\theta_{к.и}$ и температурный напор $\Delta t_{ср}^{\log}$, возрастает площадь поверхности нагрева конденсатора испарителя $F_{к.и}$. Таким образом, сокращение поверхности нагрева и стоимости испарителя сопровождается увеличением площади поверхности нагрева и стоимости конденсатора испарителя.

Оптимальный (экономический) температурный напор в испарителе определяется в рассматриваемом случае минимумом суммарной стоимости поверхностей нагрева испарителя и его конденсатора. Обычно он составляет $\Delta t_n = 12 \div 15$ °С, что соответствует разности давлений греющего и вторичного пара около 0,10—0,20 МПа.

Производительность испарителя, т. е. выход вторичного пара и дистиллята $D_{н1}$, определяется потерями пара и конденсата электростанции; при отсутствии внешних потерь

$$D_{н1} = D_{д.в} = D_{ут} + D_{пр}^{\text{пот}} = D_{вт},$$

где $D_{ут}$ — потери (утечки) пара и конденсата через неплотности; $D_{пр}^{\text{пот}}$ — потеря продувочной воды котлов (барабанного типа); $D_{вт}$ — суммарные внутренние потери пара и воды на электростанции.

В долях расхода пара на турбину D_0 запишем также:

$$\alpha_{н1} = \alpha_{д.в} = \alpha_{ут} + \alpha_{пр}^{\text{пот}} = \alpha_{вт},$$

где $\alpha_{н1} = D_{н1} / D_0$; $\alpha_{д.в} = D_{д.в} / D_0$; $\alpha_{пр}^{\text{пот}} = D_{пр}^{\text{пот}} / D_0$; $\alpha_{вт} = D_{вт} / D_0$.

Уравнение теплового баланса испарителя имеет вид

$$D_n(h_n - h'_n)\eta_n = D_{n1}(h_{n1} - h_{o.v}) + D_{n1}^{np}(h'_{n1} - h_{o.v}), \quad (6.5)$$

где D_n — расход греющего пара (первичного); D_{n1}^{np} — расход продувочной воды испарителя; h_n и h_{n1} — энтальпии греющего первичного и вторичного пара, причем $h_{n1} = h'_{n1}$, т. е. принимается равной энтальпии сухого насыщенного пара; h'_n и h'_{n1} — энтальпии конденсата первичного и вторичного пара; $h_{o.v}$ — энтальпия добавочной очищенной (питательной) воды испарителя, кДж/кг; η_n — КПД испарителя, учитывающий рассеяние теплоты.

Количество очищенной воды, поступающей в испаритель, должно быть рассчитано на восполнение потерь пара и воды в схеме и потерь на продувку испарителя:

$$D_{o.v} = D_{o.v} + D_{n1}^{np} = D_{n1} + D_{n1}^{np}. \quad (6.6)$$

Расход на продувку испарителя зависит от соледержания воды, питающей испаритель, концентрации примесей в продувочной воде и нормы соледержания во вторичном паре. Если обозначить через $c_{o.v}$, c_n и c_{n1} соответственно концентрации примесей в очищенной воде, продувочной воде и во вторичном паре, то можно записать следующее уравнение, из которого определяется расход воды на продувку испарителя:

$$D_{o.v}c_{o.v} = D_{n1}^{np}c_n + D_{n1}c_{n1},$$

$$\text{или } (D_{n1} + D_{n1}^{np})c_{o.v} = D_{n1}^{np}c_n + D_{n1}c_{n1}.$$

Расход на продувку

$$D_{n1}^{np} = \frac{c_{o.v} - c_{n1}}{c_n - c_{o.v}} D_{n1},$$

или в относительных единицах

$$\alpha_{n1}^{np} = \frac{D_{n1}^{np}}{D_{n1}} = \frac{c_{o.v} - c_{n1}}{c_n - c_{o.v}}. \quad (6.7)$$

При нормальной эксплуатации испарителя концентрация примесей в паре мала по сравнению с концентрацией примесей в очищенной и продувочной воде $c_{n1} \approx 0$, а соотношение концентраций примесей в продувочной и очищенной воде составляет $c_n/c_{o.v} \approx 50$. Таким образом можно приблизительно оценить долю продувки испарителя: $\alpha_{n1}^{np} \approx 0,02$. При таких соотношениях и примерно равных значениях теплоты конденсации греющего и образования вторичного пара расходы D_n и D_{n1} можно считать примерно равными.

Обычно расход греющего пара несколько превышает выход вторичного пара; это объясняется тем, что температура воды, питающей испаритель, ниже температуры насыще-

ния испаряемой воды. В первом приближении можно считать, что для получения 1 кг вторичного пара (дистиллята) требуется 1 кг греющего пара.

Уравнение теплового баланса конденсатора испарителя при сливе в него конденсата греющего пара

$$[D_{n1}(h_{n1} - h'_{n1}) + D_n(h'_n - h'_{n1})]\eta_{k.n} = D_{k.n}(h_{k.n} - h_{k.n}^0), \quad (6.8)$$

где $h_{n1} = h'_{n1}$ — энтальпия вторичного пара испарителя; $h_{k.n}$ и $h_{k.n}^0$ — соответственно энтальпии нагреваемой воды (основного конденсата) после и до конденсатора испарителя; $h_{k.n} - h_{k.n}^0 = \tau_{k.n}$ — подогрев воды в конденсаторе испарителя, кДж/кг; $h_{n1} - h'_{n1} = q_{n1}$ — теплота образования вторичного пара; $D_{k.n}$ — расход воды (основного конденсата) через конденсатор испарителя.

В долях расхода пара на турбину

$$\alpha_{n1} = D_{n1}/D_0 \text{ и } \alpha_{k.n} = D_{k.n}/D_0.$$

Если конденсат греющего пара испарителя сливается не в конденсатор испарителя, а, например, в линию дренажей регенеративных подогревателей, то уравнение теплового баланса конденсатора испарителя записывается в виде

$$\alpha_{n1}q_{n1} = \alpha_{k.n}\tau_{k.n}. \quad (6.9)$$

Уравнения (6.8) и (6.9) используют для определения по известным α_{n1} , $\alpha_{k.n}$ и q_{n1} — подогрева воды $\tau_{k.n}$, следовательно, энтальпии $h_{k.n}$ и температуры $t_{k.n}$ воды после конденсатора испарителя, а именно:

$$\tau_{k.n} = \frac{\alpha_{n1}}{\alpha_{k.n}} q_{n1}.$$

Основной критерий правильности схемы включения испарительной установки и выбора ее параметров — обеспечение положительного и экономически обоснованного недогрева $\theta \geq 3 \div 5^\circ\text{C}$ или $\theta \geq 12 \div 20$ кДж/кг. Расчет может показывать меньшее (положительное) или даже отрицательное значение недогрева $\theta < 0$; это означает, что при данных соотношениях расходов вторичного пара и основного конденсата и выбранных параметрах вторичный пар нельзя сконденсировать. В этом случае необходимо или повысить давление вторичного пара, уменьшив температурный напор в испарителе, если это технически и экономически допустимо, или изменить схему включения испарительной установки.

При поверочном расчете реальной испарительной установки, когда известны поверхности нагрева испарителя и конденсатора испарителя, в результате расчета определяют возможную производительность испарителя

лельном питании ступеней водой (например, 10 вместо 5%), то качество пара и дистиллята из второй ступени можно считать одинаковым в обеих системах. В первую ступень также вводятся все примеси (соли), содержащиеся в питательной воде испарителей. Однако при двойном подводе солей из первой ступени производится продувка в размере $D_{н2}(1 + \alpha_{н2}^{пр}) \approx 1,1D_{н2} \approx 1,1D_{н1}$, т. е. примерно в 20 раз больше, чем при параллельном питании. Можно считать, что пар и дистиллят, получаемые в верхней ступени, значительно чище, чем при параллельном питании, поэтому при последовательном питании водой ступеней испарителей получается более чистый дистиллят. Последовательное питание ступеней испарителя особенно целесообразно при низком качестве исходной сырой воды, например при использовании морской воды.

Уравнение теплового баланса конденсатора двухступенчатой испарительной установки в случае слива в него конденсата греющего пара как при параллельном, так и при последовательном питании водой имеет следующий вид (рис. 6.3, 6.4):

$$D_{н2}(h_{н2} - h'_{н2}) + D_{н1}(h'_{н1} - h'_{н2}) + D_{н1}(h'_{н1} - h'_{н2}) = D_{к,н}(h_{к,н} - h_{к,н}^0)/\eta_{к,н};$$

здесь $h_{н2} = h_{н2}''$. Из этого уравнения, как и в случае одноступенчатой испарительной установки, по известным значениям потоков пара и конденсата и их параметров обычно определяют энтальпию $h_{к,н}$ и температуру $t_{к,н}$ основного конденсата после подогрева его в этом теплообменнике. Основным критерий правильности схемы и ее параметров — положительный недогрев $\phi = h_{н2}' - h_{к,н}$ и $\theta = t_{н2}'' - t_{к,н}$. При заданном выходе дистиллята $D_{н1} + D_{н2}$ в конденсаторе испарителя конденсируется примерно вдвое меньше пара и подогрев основного конденсата $t_{к,н}$ соответственно снижается; расход пара из отбора турбины уменьшается примерно вдвое.

6.3. Включение испарительных установок в схемы КЭС и ТЭЦ

Включение испарительных установок в схемы КЭС или отопительных ТЭЦ (без внешних потерь конденсата) осуществляется двумя способами: с самостоятельным конденсатором испарителя (см. рис. 6.2,а) и с использованием регенеративного подогревателя для конденсации пара испарителя (см. рис. 6.2,б). В первом случае конденсатор испарителя включается в регенеративную схему и на его долю приходится часть общего регенеративного подогрева питательной воды, причем в испаритель и следующий по ходу кон-

денсата регенеративный подогреватель поступает греющий пар из одного отбора турбины (см. рис. 6.2,а). В этом случае конденсатор испарителя составляет как бы часть поверхности нагрева в общей ступени регенеративного подогрева, а отбор распределяется между регенеративным подогревателем и испарителем, не меняя своего расхода. Общий подогрев воды в этой ступени составит $\tau_r^0 = \tau_r + \tau_{к,н}$, где τ_r и τ_r^0 — подогрев воды в регенеративном подогревателе соответственно в схеме с испарителем и без него; $\tau_{к,н}$ — подогрев воды в конденсаторе испарителя.

Подогрев в соседнем регенеративном подогревателе при более низком давлении при включении испарительной установки по данной схеме также не изменяется: $\tau_{r+1} = \tau_{r+1}^0$.

Следовательно, отборы пара на рассматриваемые соседние регенеративные подогреватели τ_{r+1} и τ_{r+1}^0 практически не изменяются:

$$D_r + D_{н1} = D_r^0; D_{r+1} = D_{r+1}^0;$$

здесь D_r^0 и D_r — расходы (отборы) пара на верхний регенеративный подогреватель без испарительной установки и с ней; D_{r+1}^0 и D_{r+1} — то же на нижний регенеративный подогреватель; $D_{н1}$ — расход (отбор) пара на испаритель.

Работа пара в турбине при такой схеме включения испарительной установки также не изменяется. Следовательно, включение испарительной установки по схеме с самостоятельным конденсатором не изменяет тепловой экономичности турбоустановки. Такую схему включения испарительной установки характеризуют как схему без дополнительной энергетической потери. Конечно, при включении дополнительных теплообменников (испаритель и конденсатор испарителя) возникают относительно небольшие дополнительные потери рассеяния теплоты, а также потери с теплотой продувочной воды испарителя.

Схему включения испарительной установки можно упростить, если не устанавливать дополнительного теплообменника — конденсатора испарителя, а конденсировать вторичный пар испарителя, присоединенного к данному регенеративному отбору, в регенеративном подогревателе, питаемом паром из соседнего регенеративного отбора более низкого давления (см. рис. 6.2,б). Такой регенеративный подогреватель служит одновременно и конденсатором испарителя. Эта схема проще и дешевле, она применялась первоначально, но сопряжена с дополнительной энергетической потерей. Действительно, в этой схеме подогрев воды в регенеративном подогревателе, присоединенном к одному отбору

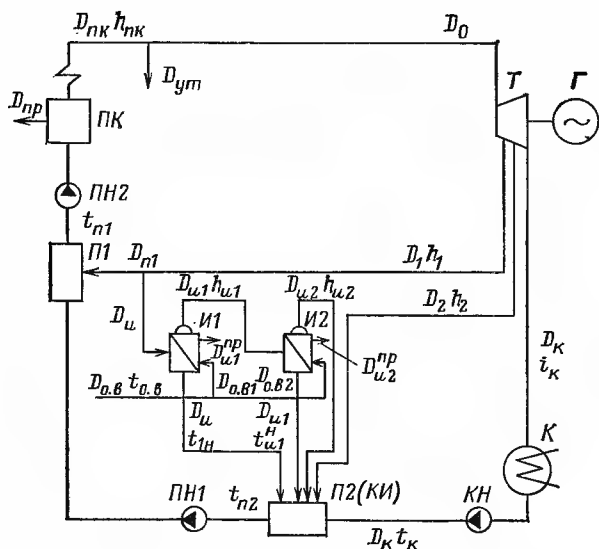


Рис. 6.4. Включение двухступенчатой испарительной установки в схему конденсационной электростанции при совмещении конденсатора испарителя с регенеративным подогревателем

с испарителем, а следовательно, и расход пара на него сохраняются прежними, как и без испарителя; однако общий расход пара данного отбора возрастает на расход пара на испаритель:

$$D_r = D_r^0 + D_n > D_r^0.$$

Отбор пара на «нижний» подогреватель, наоборот, уменьшается, так как в него поступает вторичный пар из испарителя:

$$D_{r+1} \approx D_{r+1}^0 - D_n \approx D_{r+1}^0 - D_n,$$

где D_{n1} — расход вторичного пара из испарителя.

Происходит как бы вытеснение регенеративного отбора пара более низкого давления отбором пара более высокого давления. Мощность пара, вырабатываемая в ступенях турбины между этими отборами, уменьшается:

$$\Delta N_i \approx D_n (h_r - h_{r+1}),$$

где h_r и h_{r+1} — соответственно энтальпии пара в указанных отборах, кДж/кг; D_n выражено в кг/с. Уменьшение работы пара в турбине и составляет дополнительную энергетическую потерю, присущую данной схеме включения испарительной установки.

Перерасход теплоты в этой схеме по сравнению с предыдущей (с самостоятельным конденсатором испарительной установки) может составить до 1—2%. Применение упрощенной схемы, в которой конденсатор испарителя совмещен с регенеративным подогревателем, может быть оправдано экономически при ис-

пользовании на электростанции дешевого топлива.

Тепловую экономичность упрощенной схемы включения испарительной установки можно несколько улучшить, если применить двухступенчатую испарительную установку, включающую между двумя соседними регенеративными отборами пара (рис. 6.4). При данном общем выходе дистиллята в нижний регенеративный подогреватель поступает примерно вдвое меньше вторичного пара из второй ступени испарительной установки: соответственно вытесняется меньше пара из нижнего регенеративного отбора; перерасход тепла составит около 0,5—1,0% по сравнению со схемой с самостоятельным конденсатором испарителя.

При выборе схемы и числа ступеней испарительной установки учитывают как затраты на топливо, так и стоимость испарительной установки; двухступенчатая испарительная установка дороже одноступенчатой; более дорогой является схема с самостоятельным конденсатором, применяемая при дорогом топливе.

6.4. Схемы, балансы пара и воды на ТЭЦ с отпуском пара из отбора турбины и химической подготовкой добавочной воды. Продувка котлов и ее использование

Отпуск теплоты от ТЭЦ внешнему потребителю осуществляется по двум принципиально различным схемам (рис. 6.5). Открытая схема отпуска теплоты (рис. 6.5, а) применяется для подачи промышленному потребителю пара из отбора турбины типа ПТ или из противодавления турбины типа Р.

Закрытая схема отпуска теплоты (рис. 6.5, б) применяется при отпуске теплоты промышленному или отопительному потребителю через промежуточный теплообменник. При этом пар из отбора турбины является только греющей средой для теплоносителя, идущего к внешнему потребителю, и, отдавая свою теплоту, остается на ТЭЦ. Если потребителю требуется пар, то в качестве промежуточного теплообменника применяются паропреобразователи, а если теплота отпускается в виде горячей воды, то промежуточным теплообменником является подогреватель воды, подаваемой в тепловую сеть, — сетевой подогреватель. При закрытой схеме отпуска теплоты от ТЭЦ баланс пара и конденсата не отличается от КЭС.

При открытой схеме отпуска теплоты потери конденсата резко возрастают. В балансе пара и конденсата необходимо в этом случае учитывать потери конденсата у внешнего потребителя, что составляет в среднем 35—

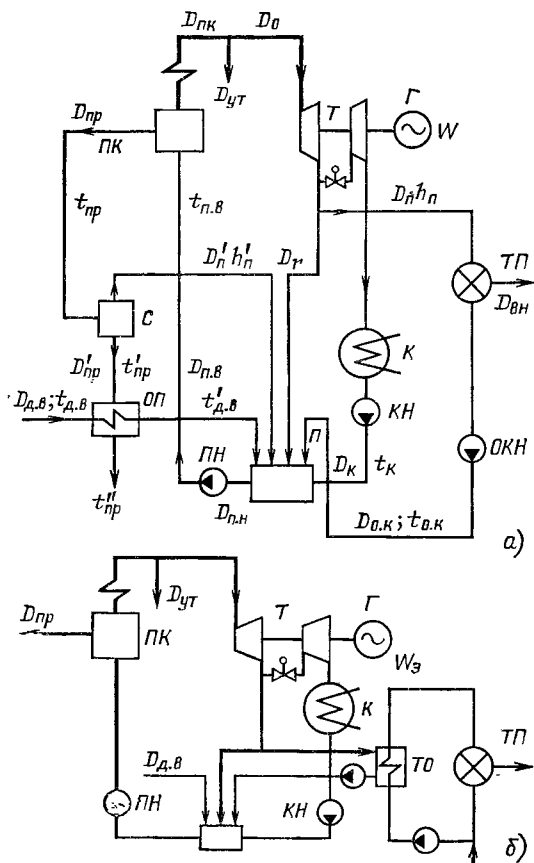


Рис. 6.5. Схемы отпуски теплоты внешнему потребителю:

а — открытая; б — закрытая; С — сепаратор-расширитель продувки; ОП — охладитель продувочной воды; ТП — тепловой потребитель; ТО — промежуточный теплообменник

50% расхода пара на теплофикационные турбины. Паровой баланс на ТЭЦ с внешними потерями:

$$D_0 = \Sigma D_r + \Sigma D_i + D_{\text{п}} + D_{\text{к}} + \Sigma D_{\text{у}} + D_{\text{ут}}. \quad (6.14)$$

По сравнению с (6.1) для КЭС выделена новая величина $D_{\text{п}}$ — расход пара на внешнего потребителя.

Потери пара и конденсата на такой ТЭЦ состоят из внутренних и внешних потерь. Внешние потери ТЭЦ с открытой схемой отпуски теплоты равны $D_{\text{вн}} = D_{\text{п}} - D_{\text{о.к}}$, где $D_{\text{о.к}}$ — количество обратного конденсата, возвращаемого от внешних потребителей. Общая потеря $D_{\text{пот}}$ пара и конденсата ТЭЦ с открытой схемой отпуски теплоты и соответственно количество добавочной воды $D_{\text{д.в}}$ равны сумме внутренних и внешних потерь:

$$D_{\text{пот}} = D_{\text{д.в}} = D'_{\text{пр}} + D_{\text{вн}}.$$

Меньшую часть внутренних потерь на электростанции составляет потеря продувочной воды из барабанных котлов. Непрерывная продувка производится для ограничения

концентрации солей, щелочей, кремниевой кислоты и других примесей в котловой воде и обеспечения требуемой чистоты пара для надежной работы оборудования. Расход непрерывной продувки составляет от 0,3 до 3% в зависимости от способа восполнения потерь в схеме. Расчет ее проводится по уравнению солевого баланса котла:

$$D'_{\text{пр}} c_{\text{пр}} + D_{\text{п.к}} c_{\text{п}} = (D_{\text{п.к}} + D_{\text{пр}}) c_{\text{п.в}}, \quad (6.15)$$

где $D_{\text{п.к}} + D_{\text{пр}} = D_{\text{п.в}}$; $c_{\text{п}}$, $c_{\text{п.в}}$ и $c_{\text{пр}}$ — концентрация примесей соответственно в паре, питательной и продувочной воде. Отсюда

$$D_{\text{пр}} = \frac{c_{\text{п.в}} - c_{\text{п}}}{c_{\text{пр}} - c_{\text{п.в}}} D_{\text{п.к}}.$$

Концентрацией $c_{\text{п}}$ по сравнению с $c_{\text{пр}}$ и $c_{\text{п.в}}$ можно пренебречь, поэтому

$$D_{\text{пр}} \approx \frac{1}{c_{\text{пр}}/c_{\text{п.в}} - 1} D_{\text{п.к}} \approx \frac{1}{c_{\text{пр}}/c_{\text{п.в}} - 1} D_0,$$

или в долях D_0

$$\alpha_{\text{пр}} \approx \frac{1}{c_{\text{пр}}/c_{\text{п.в}} - 1}. \quad (6.16)$$

Для снижения потерь продувочной воды и ее теплоты применяют сепараторы-расширители непрерывной продувки котлов и охладители продувочной воды. Перед входом в расширитель продувочная вода проходит через редуктор, и в расширитель уже поступает пароводяная смесь. В самом расширителе эта смесь разделяется на чистый пар и воду (концентрат); энтальпии пара и воды на выходе из расширителя определяются давлением в расширителе и соответствуют параметрам насыщения. Пар, количество которого составляет 30% расхода продувочной воды при одноступенчатом расширении, направляется в один из теплообменников регенеративной системы.

Выпар из расширителя продувки и потеря продувочной воды определяются из уравнения теплового и материального баланса расширителя продувки:

$$\begin{aligned} D_{\text{пр}} h_{\text{пр}} &= D_{\text{п}}' h_{\text{п}}'' + D_{\text{пр}}' h_{\text{пр}}'; \\ D_{\text{пр}} &= D_{\text{п}}' + D_{\text{пр}}', \end{aligned} \quad (6.17)$$

где $h_{\text{пр}}$, $h_{\text{пр}}'$ и $h_{\text{п}}''$ — соответственно энтальпии продувочной воды котла, продувочной воды и выпара расширителя продувки. Значения этих величин определяются давлением в барабане котла и в расширителе продувки. Давление пара в расширителе продувки выбирается в зависимости от места в тепловой схеме, куда направляется выпар из расширителя.

Итак,

$$D_{\text{п}}' = \frac{h_{\text{пр}} - h_{\text{пр}}'}{h_{\text{п}}'' - h_{\text{пр}}'} D_{\text{пр}} \quad (6.18)$$

$$D'_{\text{пр}} = D_{\text{пр}} - D''_{\text{п}} = \frac{h_{\text{п}}' - h_{\text{пр}}}{h_{\text{п}}'' - h_{\text{пр}}} D_{\text{пр}} \quad (6.19)$$

Количество пара, возвращаемого в систему регенерации из расширительной установки, можно увеличить до 60% расхода продувочной воды, приняв две ступени расширения.

6.5. Схема отпуска пара через паропреобразовательную установку

Надежный водный режим паровых котлов промышленной ТЭС можно обеспечить, если включить испарители по схеме паропреобразователей, т. е. отпускать внешнему потребителю вторичный пар испарителей. При этом конденсат греющего пара из отбора турбины сохраняется на ТЭЦ и является основной составной частью питательной воды паровых котлов (рис. 6.6). Внешние потери пара из отбора турбины и конденсата при этом отсутствуют, потери пара и конденсата на ТЭЦ сводятся к внутренним потерям.

Возмещение внутренних потерь при такой схеме отпуска пара возможно различными способами.

Большой частью паропреобразователь используют одновременно в качестве испарителя для возмещения внутренних потерь (основной способ).

Если обратный конденсат от внешнего потребителя пригоден в количестве $D_{\text{о.к}}$ для

питания паровых котлов ТЭЦ, то производительность паропреобразователя (по вторичному пару) $D_{\text{пп}}$ составит сумму внешних потерь вторичного пара $D_{\text{вн}} = D_{\text{т.п}} - D_{\text{о.к}}$ и внутренних потерь $D_{\text{вт}}$:

$$D_{\text{пп}} = D_{\text{вн}} + D_{\text{вт}} = D_{\text{т.п}} - D_{\text{о.к}} + D_{\text{вт}}.$$

Недостающее количество пара под давлением $p_{\text{т.п}}$ для внешнего потребителя, равное возврату конденсата $D_{\text{о.к}}$, следует отпускать непосредственно из отбора турбины, например из того же отбора, в обвод паропреобразователя; через редуцирующую установку с пропускной способностью $D_{\text{р}} = D_{\text{о.к}}$ (рис. 6.6). Благодаря этому сокращаются размеры (число параллельно включаемых корпусов) паропреобразователей и вспомогательного оборудования; если, например, $D_{\text{о.к}} = 0,5 D_{\text{т.п}}$, то размеры и стоимость паропреобразовательной установки сокращаются почти вдвое. По существу при этом применяется комбинированная схема отпуска пара: в количестве $D_{\text{о.к}}$ непосредственно из отбора турбины (в данном случае через редуцирующую установку) и в количестве $D_{\text{вн}} = D_{\text{т.п}} - D_{\text{о.к}}$ через паропреобразователь. На рис. 6.6 показано, кроме корпуса паропреобразователя, вспомогательное (дополнительное) оборудование паропреобразовательной установки.

Пар для технологических процессов в промышленности, а также по условиям его транспорта требуется обычно несколько перегретый. Так как паропреобразователь производит насыщенный пар, для его перегрева устанавливается пароперегреватель ПЕ, в котором используется теплота перегрева пара из отбора турбины. С дренажом из паропреобразователя вводится в регенеративную систему ТЭЦ большой поток теплоты. Чтобы несколько уменьшить его, улучшить использование регенеративных отборов пара и условия работы основных питательных насосов, устанавливается охладитель дренажа ОД.

Тепловую экономичность турбоустановки можно несколько улучшить, если питательную воду паропреобразователя нагревать предварительно подогретым паром из отбора турбины более низкого давления в предварительном подогревателе ПД. Этот подогреватель может служить также конденсатором вторичного пара для возмещения внутренних потерь пара и конденсата $D_{\text{вт}}$. Питательная вода паропреобразователя предварительно очищается химически и нагревается в охладителе продувки паропреобразователя. Из воды должны быть удалены растворенные в ней газы, что осуществляется в подогревателе смешивающего типа — деаэраторе.

Если обратный конденсат от потребителя не пригоден для питания котлов ТЭЦ, следу-

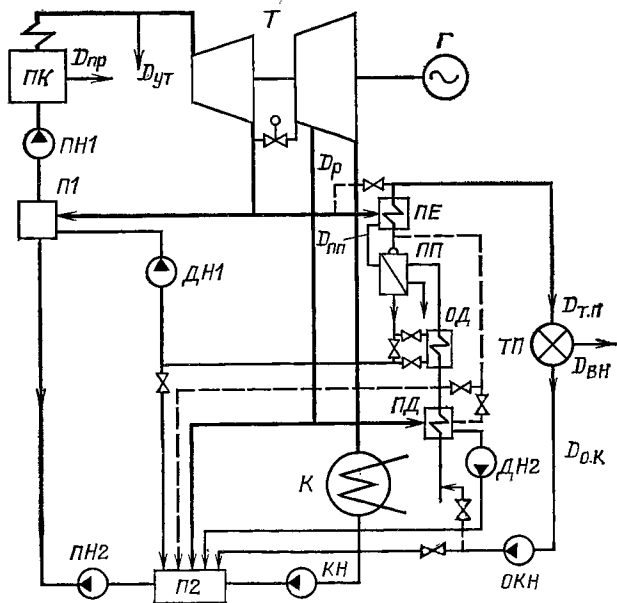


Рис. 6.6. Схема отпуска пара потребителю через паропреобразовательную установку:

ПП — паропреобразователь; ПЕ — перегреватель вторичного пара; ПД — предварительный подогреватель добавочной воды; ОД — охладитель дренажа (конденсата первичного пара)

ет проверить целесообразность использования его (может быть, после некоторой очистки) для питания паропреобразователя. Благодаря этому могут быть уменьшены производительность и стоимость химической водоочистки.

Необходимый расход пара на паропреобразователь определяется из уравнения теплового баланса:

$$D_{\text{п}}(h_{\text{п}} - h'_{\text{п}})\eta_{\text{п}} = D_{\text{г.п}}^{\text{г}}(h'_{\text{г.п}} - h_{\text{г.п}}^{\text{г}}) + D_{\text{п.п}}^{\text{пр}}(h'_{\text{п.п}} - h_{\text{п.п}}^{\text{г}});$$

здесь $D_{\text{п}}$, $D_{\text{п.п}}$, $D_{\text{п.п}}^{\text{пр}}$ — соответственно расход первичного пара, вторичного пара, продувочной воды; $h_{\text{п}}$ и $h_{\text{п.п}}^{\text{г}}$ — энтальпии первичного (греющего) и вторичного (сухого насыщенного) пара, кДж/кг; если греющий пар проходит предварительно через перегреватель вторичного пара, то его энтальпия снижается до значения $h_{\text{п}}^{\text{г}}$, определяемого небольшим остаточным перегревом 20—25 °С; $h'_{\text{п}}$ и $h_{\text{п.п}}^{\text{г}}$ — энтальпии конденсата греющего пара и испаряемой воды; $h_{\text{п.п}}^{\text{г}}$ — энтальпия на входе в паропреобразователь. Значение $D_{\text{п.п}}$ обычно равно сумме $D_{\text{вн}} + D_{\text{вт}}$.

Давление вторичного пара $p_{\text{т.п}}$ определяется требованиями потребителя; давление первичного греющего пара $p_{\text{п}}$ — условиями теплопередачи в паропреобразователе и экономически выбираемого температурного напора $\Delta t_{\text{п.п}} = t_{\text{п}}^{\text{г}} - t_{\text{п.п}}^{\text{г}}$, где $t_{\text{п}}^{\text{г}}$ и $t_{\text{п.п}}^{\text{г}}$ — температуры насыщения греющего и вторичного пара; обычно $\Delta t_{\text{п.п}} = 12 \div 15$ °С. Это определяет перепад давлений в паропреобразователе, равный 0,2—0,4 МПа: на столько повышается давление пара в отборе турбины по сравнению с давлением отпускаемого пара; соответственно уменьшаются работа отбираемого пара в турбине и выработка электроэнергии на тепловом потреблении. Это является основным недостатком схемы отпуска пара через паропреобразователи, приводящим к перерасходу теплоты и топлива по сравнению со схемой с отпуском пара непосредственно из отбора турбины примерно на 2%.

Отбор пара из турбины $D_{\text{т}}$ в данной схеме равен сумме расхода пара на преобразователь $D_{\text{п}}$ и расхода пара, направленного в обвод паропреобразователя $D_{\text{р}} = D_{\text{о.к}}$, т. е. $D_{\text{т}} = D_{\text{п}} + D_{\text{о.к}}$.

Расчет прочих теплообменников паропреобразовательной установки выполняют на основе уравнений тепловых балансов, составляемых обычными способами, в соответствии со схемой, расходами и параметрами пара и воды.

Для возмещения внутренних потерь пара и конденсата возможно применение отдельной

испарительной установки, производящей пар (и дистиллят) высокого качества.

Внутренние потери пара и конденсата в отдельных случаях можно возмещать химически обессоленной водой, что бывает редко.

В двух последних случаях производительность паропреобразователя равняется $D_{\text{пп}} = D_{\text{т.п}} - D_{\text{о.к}} = D_{\text{вн}}$, а если $D_{\text{о.к}} = 0$, то $D_{\text{пп}} = D_{\text{т.п}}$. Применение двух последних схем, как правило, менее целесообразно, чем первой схемы с возмещением внутренних потерь пара и конденсата паропреобразовательной установкой.

При проектировании промышленных ТЭЦ с сильно минерализованной исходной сырой водой требуется технико-экономическое сравнение возможных схем отпуска пара и подготовки добавочной воды. Выбор такой схемы должен быть особенно тщательным в случае применения на ТЭЦ прямоточных паровых котлов и в особенности на сверхкритические параметры пара. Применение паропреобразователей при этом может обеспечивать более надежный водный режим оборудования ТЭЦ.

6.6. Схема отпуска пара из отбора турбины с восполнением потерь дистиллятом из многоступенчатой испарительной установки

На промышленных ТЭЦ с большими потерями пара и конденсата возможно восполнение их с помощью испарительной установки, но число ступеней испарения должно быть увеличено, и установка получается громоздкой. Схема многоступенчатой испарительной установки замкнутого типа с последовательным питанием водой приведена на рис. 6.7. Здесь осуществлено последовательное (каскадное) питание водой каждой последующей ступени. Часть вторичного пара каждой ступени испарителя конденсируется в своем конденсаторе, через который проходит весь поток добавочной воды. В каждой последующей ступени испарителя все большая часть дистиллята получается в испарительной уста-

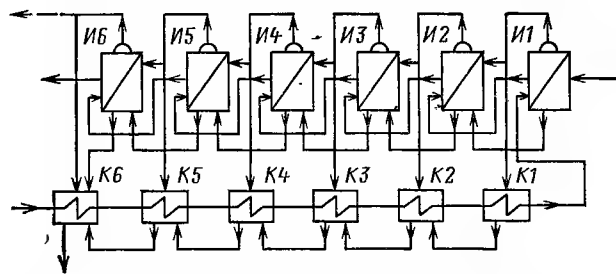


Рис. 6.7. Схема многоступенчатой замкнутой испарительной установки с последовательным питанием водой: И1—И6 — испарители первой — шестой ступеней; К1—К5 — дополнительные конденсаторы первой — пятой ступеней; К6 — конденсатор шестой ступени

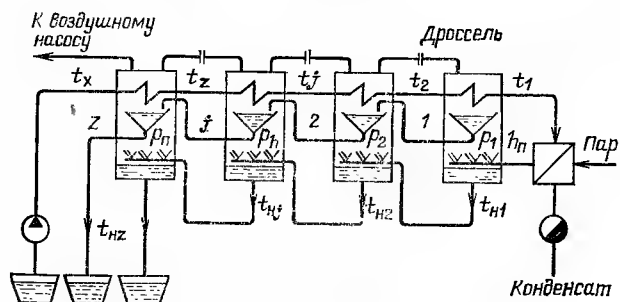


Рис. 6.8. Принципиальная схема многоступенчатой установки с самовскипанием

новке в готовом виде и все меньшая доля его выводится из ступени в виде вторичного пара. При шести ступенях испарения, начальной температуре воды, питающей испаритель, 20°C и температурном напоре в ступенях 10—12°C давление пара в нижней ступени получается примерно 0,1 МПа, и, следовательно,

подогрев воды, питающей испаритель, может быть осуществлен примерно до 90°C. При этих условиях обеспечивается конденсация всего вторичного пара внутри установки, т. е. испарительная установка получается замкнутой.

Многоступенчатые испарительные установки получили на электростанциях незначительное распространение ввиду большой затраты металла, высокой стоимости, громоздкости и необходимости предварительной химической очистки воды.

За последние годы появился новый тип многоступенчатой испарительной установки, ступени которой работают как расширители с самовскипанием предварительно нагретой воды без испарительной поверхности в корпусах испарителей. Установки такого типа имеют общий пароводяной поверхностный теплообменник для предварительного подогрева

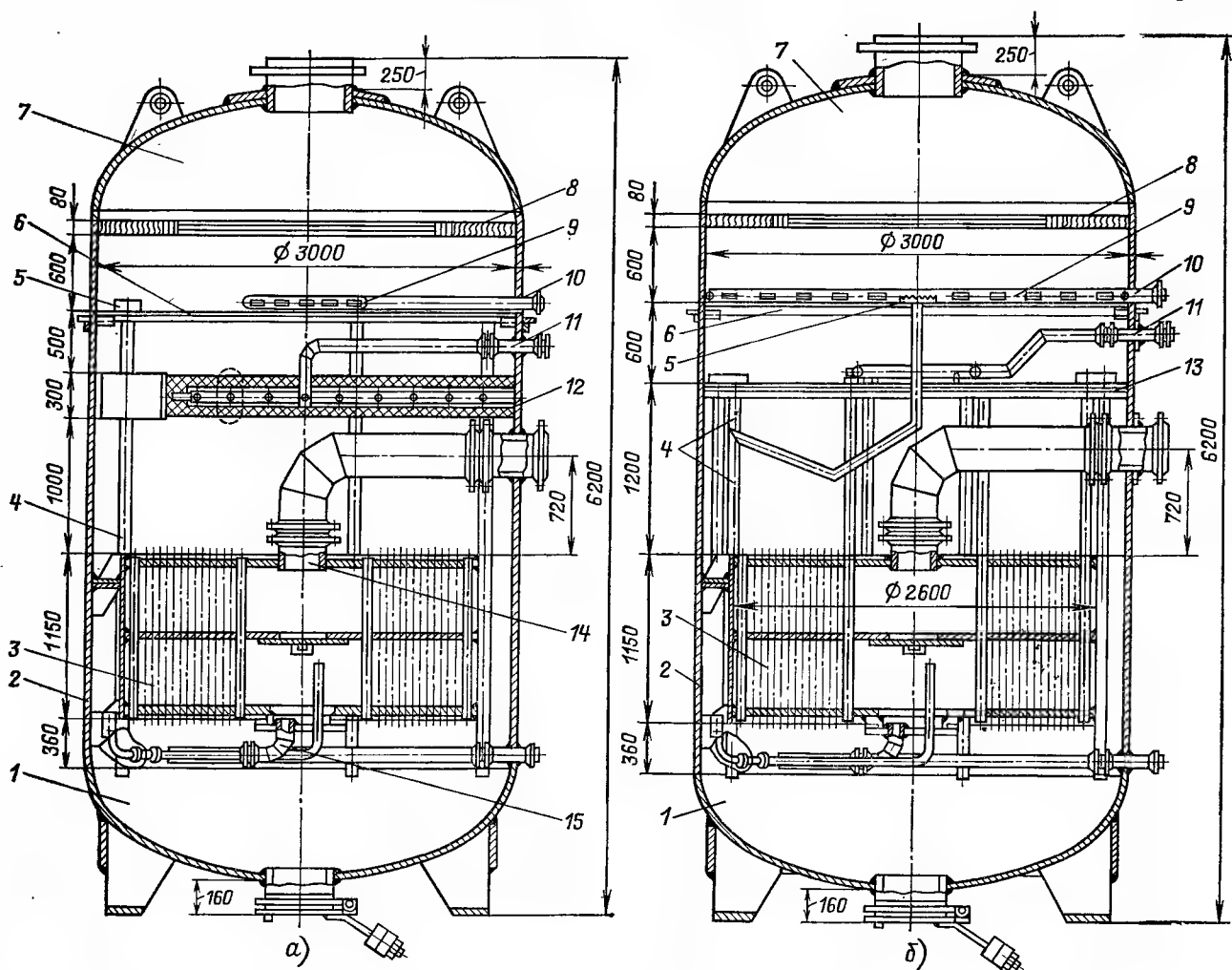


Рис. 6.9. Водоструйный испаритель И-250-2:

а — с орошаемой набивкой; б — с паропромывочным листом 1 — днище нижнее; 2 — корпус; 3 — греющая секция; 4 — сливная труба; 5 — переливной бортик; 6 — дырчатый лист второй ступени промывки; 7 — днище верхнее; 8 — сепаратор жидкостный; 9 — коллектор конденсата; 10 — штуцер подвода питательной воды; 11 — орошаемая набивка (первая ступень промывки); 12 — дырчатый лист (первая ступень промывки); 13 — греющий пар; 14 — греющий пар; 15 — конденсат греющего пара

воды, подлежащей испарению, и поверхностные охладители — конденсаторы образующегося пара (выпара), размещаемые в верхней части корпусов испарителей (рис. 6.8). Такие установки называют также испарителями «мгновенного вскипания».

Долю выпара α_n , например, для первой (верхней) ступени установки можно определить из следующего соотношения, кДж/кг:

$$q_n = \alpha_n r = \tau_{к.н.},$$

где q_n — теплота, отдаваемая предварительно подогретой водой, при охлаждении ее до состояния насыщения, соответствующего давлению в корпусе этой ступени; $\tau_{к.н.}$ — подогрев воды в конденсаторе данного корпуса; r — скрытая теплота парообразования (конденсации) в этой ступени.

Для испарения значительной части подаваемой в установку воды необходимо большое число ступеней (до 40 и даже более). Такие установки применяют для испарения (опреснения) сильно минерализованной, в частности морской, воды, так как они не требуют предварительной обычной химической очистки воды, подлежащей испарению.

6.7. Устройство испарителей

На электростанциях наибольшее распространение получили испарители с греющей секцией, погруженной в объем воды. Парообразование происходит на поверхности труб этой секции и в воде, находящейся над ней (рис. 6.9).

Корпус испарителя представляет собой вертикальный цилиндр с лапами на нижнем днище. Греющая секция состоит из двух трубных досок, в которые вварены стальные трубы, образующие поверхность нагрева секции. Центральная ее часть не имеет трубок, сюда по паропроводу подается греющий пар. Между греющей секцией и стенками корпуса есть кольцевой зазор, достаточный для организации циркуляции воды. Специальные перегородки в греющей секции обеспечивают несколько ходов греющего пара. Конденсат пара скапливается в нижней части секции и отводится по трубе. Паровое пространство греющей секции соединено с паровым пространством испарителя трубкой с клапаном, который при эксплуатации испарителя открыт и позволяет удалять из греющей секции неконденсирующиеся газы.

Одним из основных элементов испарителя является устройство по промывке и очистке пара. Чаще всего производится двухступенчатая промывка. В качестве первой ступени промывки над греющей секцией устанавливается паропромывочный дырчатый лист, при высоком содержании исходной воды ставят орошаемую набивку. Нижняя орошаемая часть набивки предназначена для очистки пара от примесей, кольца в верхней части набивки — для сепарации влаги, уносимой со вторичным паром. Питательная вода на нее подается через штуцер. Паропромывочный лист второй ступени расположен ниже сепаратора. Конденсат на вторую ступень поступает через штуцер и, переливаясь через бортник по сливным трубам 4, поступает в нижнюю

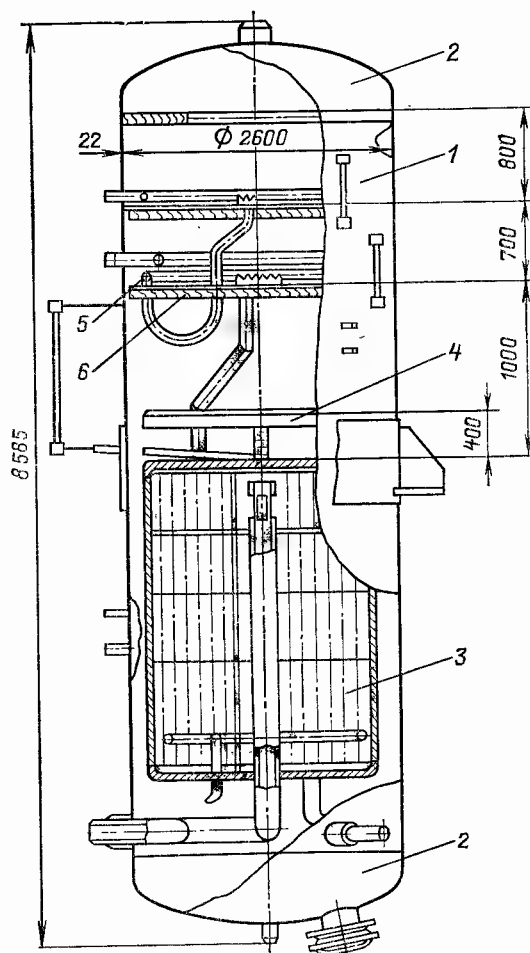


Рис. 6.10. Испаритель для турбоустановки К-500-65/3000

часть испарителя. Представленный на рис. 6.9 испаритель типа И-250-2 предназначен для блока 300 МВт. Этот испаритель может дать 15—22 т/ч дистиллята с содержанием кремнекислоты 20 мкг/кг. При этом содержание исходной воды 200—300 мг/кг, содержание концентрата — приблизительно 100 г/кг при продувке 0,5—1 %.

Особая роль испарителю отводится на АЭС, например, для выработки «чистого» пара для уплотнения турбоустановок на АЭС, для предотвращения утечки радиоактивного пара через концевые уплотнения турбин и уплотнения паровых клапанов. В качестве примера конструкции испарителя на АЭС приведен испаритель для турбоустановки К-500-65/3000, разработанный ВНИИАМ совместно с ПО «Красный котельщик» (рис. 6.10).

Это вертикальный теплообменник, основными элементами которого являются: корпус 1 цилиндрической формы, сварной, с приваренными к нему двумя днищами 2; греющая секция 3, в паровом пространстве которой находятся устройства для верхнего и нижнего отсосов неконденсирующихся газов, поступающих с греющим паром; устройство для промывки и очистки вторич-

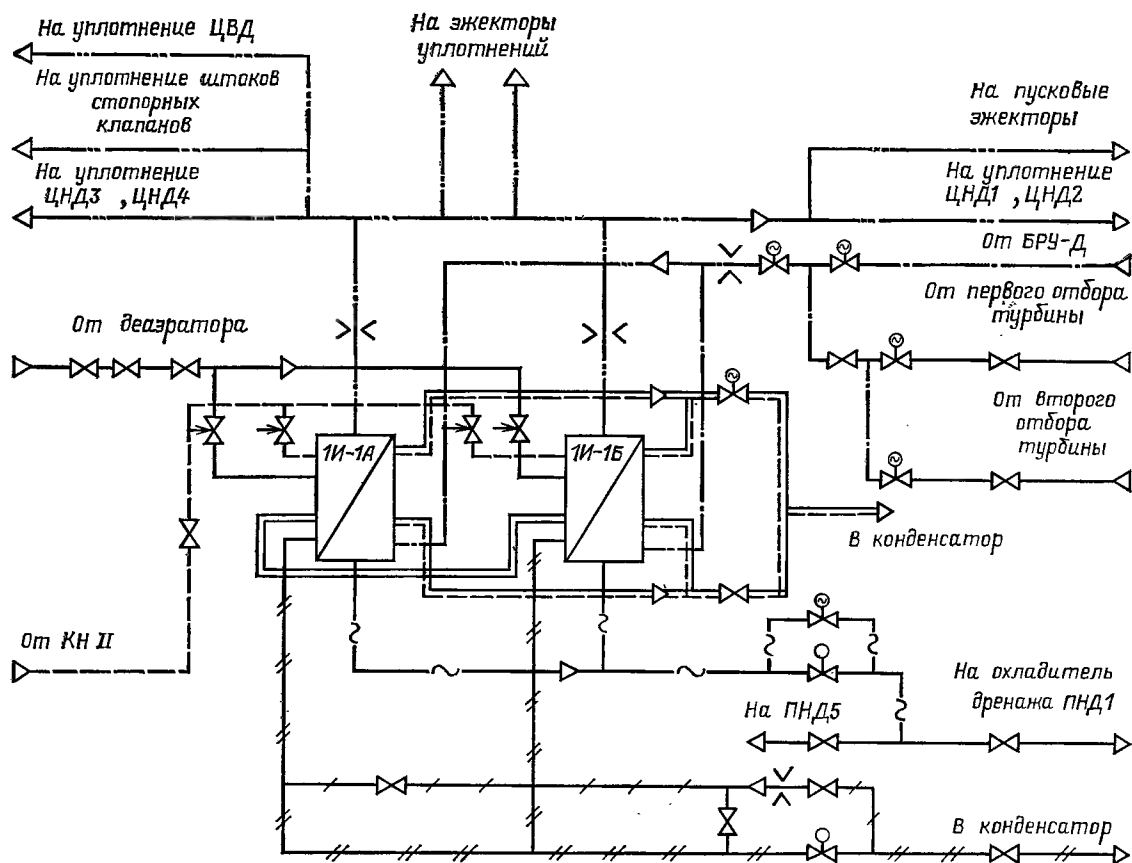


Рис. 6.11. Схема испарительной установки

ного пара, где дырчатый лист 4 установлен для гашения пароводяных струй, поступающих из греющих труб, второй дырчатый лист 5 является первой ступенью промывки. К дырчатому листу приварены две опускающие трубы с переливными бортиками, которые обеспечивают наличие слоя промывочной воды. Жалюзийный сепаратор 6 установлен под дырчатым листом. Вторая ступень промывки пара по конструкции аналогична первой.

Питательная вода поступает на первую ступень промывочного устройства из деаэратора реактора через автоматический клапан (рис. 6.11). Регулирующим импульсом клапана является массовый уровень конденсата в корпусе испарителя. На вторую ступень промывочного

устройства направляется вода после конденсатных насосов второго подъема. Пар подается в верхнюю часть греющей секции. Так как вместе с паром поступает некоторое количество неконденсирующихся газов, образующихся в активной зоне реактора, происходит их накопление в греющей секции. Это приводит к повышению активации испаряемой воды, опасному для оборудования и персонала, а также к снижению производительности испарителя. Во избежание этого в испарителе предусмотрены два устройства для отсоса газов: верхнее с дистанционным приводом клапана и нижнее — с ручным приводом. Продувка испарителя осуществляется в размере до 1 %, что обеспечивает надежную работу блока во всех режимах.

Глава седьмая

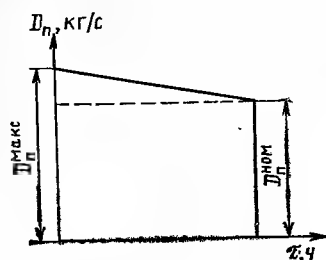
ОТПУСК ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПАРА НА ТЭЦ

7.1. Потребители технологического пара

Промышленные предприятия являются круглогодичными потребителями технологического пара и горячей воды и одновременно сезонными потребителями теплоты с горячей водой для отопления и вентиляции. Следует отметить преобладающую роль технологического пара в общем балансе теплоснабжения предприятий. Доля расхода теплоты на технологические нужды в общем балансе тепло-

снабжения составляет для нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности 90—97, для текстильной 80—90, для резиновой, кожевенно-обувной 70—80, для пищевой 70—80% и т. д. Частично такое соотношение объясняется использованием вторичной теплоты для целей отопления и горячего водоснабжения.

График потребления технологического пара зависит от вида технологических процес-



сов, от их непрерывности. В настоящее время имеется и вводится в работу большое число нефтеперерабатывающих, нефтехимических, химических комплексов, потребляющих устойчиво и непрерывно большие количества технологического пара.

Пароснабжение таких потребителей должно обеспечиваться с высокой надежностью, так как перерывы в подаче пара или даже снижения подачи влекут за собой большой материальный ущерб, нарушение технологического процесса и даже опасность возникновения пожаров.

Подобные крупные потребители технологического пара получают его от специальных ТЭЦ, которые называются промышленными ТЭЦ. В виде примера можно назвать Нижнекамские ТЭЦ № 1 и 2, Стерлитамакскую ТЭЦ, Тобольскую ТЭЦ и много других. Такие ТЭЦ имеют в своем составе турбины с противодавлением Р-50-130/15, Р-100-130/15, турбины с промышленным и отопительным отборами ПТ-60-130/13; ПТ-80-130/13; ПТ-135-130/13 и турбины только с отопительными отборами Т-100-130 и др. Подобные ТЭЦ в качестве топлива используют мазут, природный газ, уголь.

Применяется тепловая схема с поперечными связями, что позволяет устанавливать однотипные котлы и присоединять БРОУ к переключательной паровой магистрали.

Потребление технологического пара зависит от температуры наружного воздуха, что показано на рис. 7.1. Поэтому промышленные отборы пара надо рассчитывать на минимальную нагрузку, а пиковую нагрузку покрывать за счет РОУ или специальных пиковых паровых котлов.

Отношение расходов пара $D_{\text{п}}^{\text{ном}}$ к $D_{\text{п}}^{\text{макс}}$ называется *коэффициентом теплофикации* по технологическому пару:

$$\alpha_{\text{ТЭЦ}}^{\text{т.п}} = D_{\text{п}}^{\text{ном}} / D_{\text{п}}^{\text{макс}}. \quad (7.1)$$

На технологию требуется пар различного давления: 0,6; 1,0; 1,3; 1,5 МПа. Иногда требуется пар высокого давления (3,5; 10 МПа), но в сравнительно небольших количествах. Такой пар отпускается через РОУ.

7.2. Отпуск пара от турбин с противодавлением

На рис. 7.2 представлена тепловая схема турбоустановки Р-100-130/15, от которой можно получать технологический пар с давлением 1,2—2,1 МПа. Турбина одноцилиндровая, имеет внутренний корпус с подводом пара в середине цилиндра. Поток пара движется к переднему уплотнению, затем меняет направление и движется к заднему уплотнению. Этим достигается компенсация осевых давлений.

Турбина имеет три отбора на регенеративный подогрев питательной воды в трех подогревателях высокого давления. Третий отбор берется из противодавления турбины и направляется в ПВД1 и Д. Дренажи ПВД сливаются каскадом вплоть до деаэратора. ПВД установлены в две нитки, всего шесть корпусов. Пар на уплотнения и на эжектор отсоса из концевых уплотнений отбирается из деаэратора. Отсасываемый из уплотнений пар конденсируется в холодильнике эжекторов (ХЭ) химически очищенной водой.

Сальниковый подогреватель, в который отводится пар от переднего и заднего уплотнения, охлаждается также химически очищенной водой. Потоки пара через штоки стопорных и регулирующих клапанов отводятся в деаэратор 0,6 МПа.

На рис. 7.3 представлена энергетическая характеристика турбины Р-100-130/15 в виде

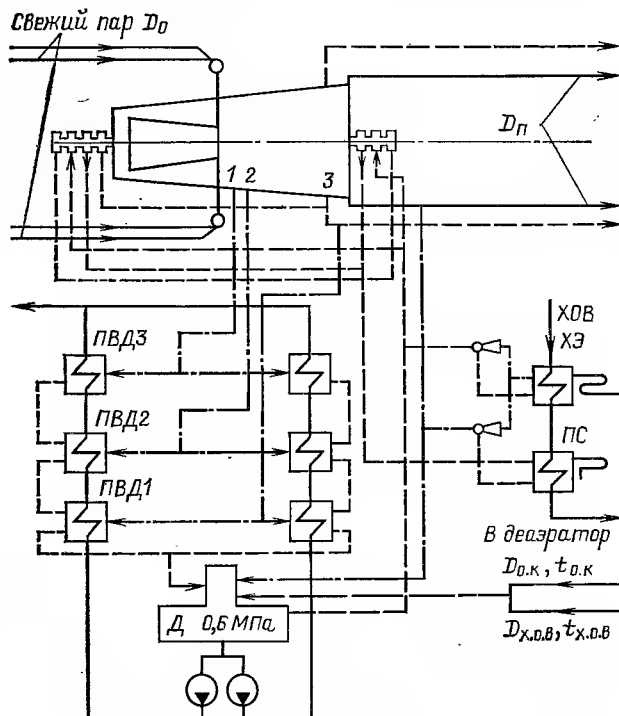


Рис. 7.2. Тепловая схема турбоустановки Р-100-130/15

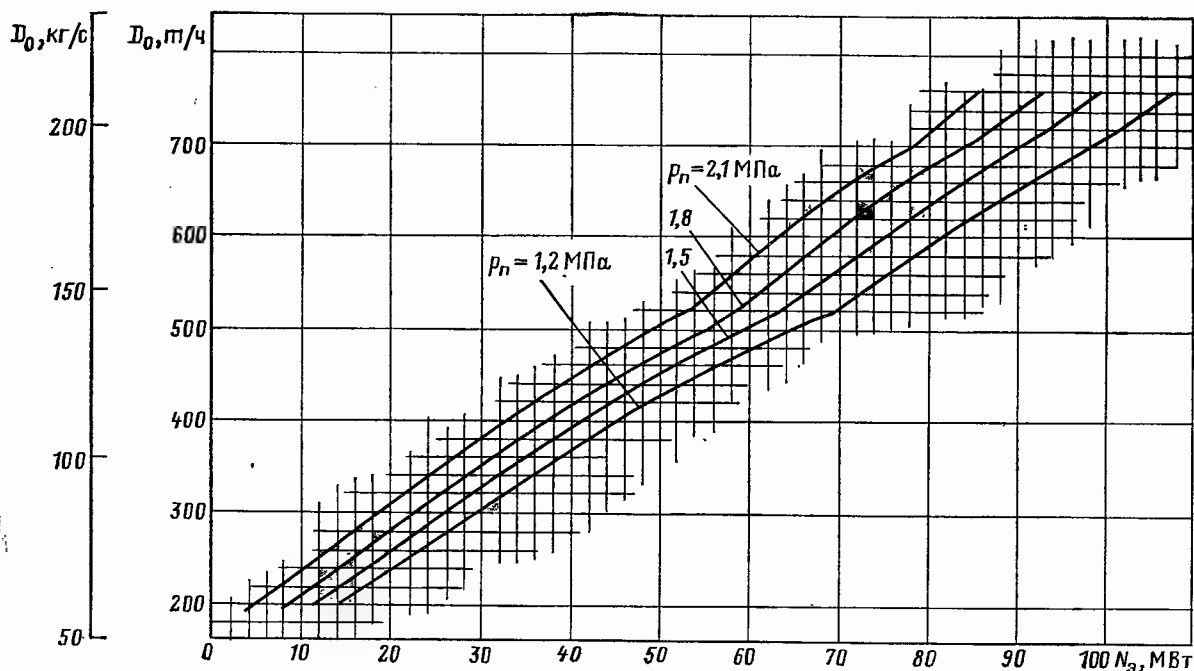


Рис. 7.3. Энергетическая характеристика турбины Р-100-130/15

сетки кривых, выражающих зависимость $D_0 = f(N_3)$ для нескольких постоянных значений p_n . Начальные параметры пара: $p_0 = 12,75$ МПа, $t_0 = 555$ °С; $G_{п.в} = D_0$; повышение энтальпии воды в питательном насосе 31 кДж/кг.

Кривизна характеристик рис. 7.3 отражает влияние дросселирования пара в частично открытых клапанах; точки перелома соответствуют полному открытию соответствующих регулирующих клапанов.

Максимальный пропуск пара $D_{0\text{макс}} = 760$ т/ч. При $p_n = 1,5$ МПа и $D_0 = 760$ т/ч мощность турбины равна номинальной $N_3 = 100$ МВт.

При $p_n = 2,1$ МПа и $D_0 = 760$ т/ч $N_3 = 86$ МВт; при $p_n = 1,2$ МПа и $D_0 = 760$ т/ч $N_3 = 107$ МВт. Расход пара технологическому потребителю D_n равен разности расходов пара на турбину D_0 и отборов на регенерацию и протечек через уплотнения:

$$D_n = D_0 - \sum_1^3 D_{\text{отдл}} - D_d - D_y. \quad (7.2)$$

Расход пара на деаэратор 0,6 МПа зависит от расхода возврата конденсата $D_{о.к}$ и его температуры $t_{о.к}$, от расхода химически очищенной воды $D_{х.о.в} = D_n - D_{о.к}$ и от ее температуры. На рис. 7.4 приведены графики $D_n = f(D_0)$ при условии $D_{о.к} = D_n$ при разных температурах $t_{о.к}$ и давлениях p_n . При $D_0 = 760$ т/ч, $t_{о.к} = 100$ °С, $p_n = 1,5$ МПа имеем $D_n = 590$ т/ч.

Мощность отдаваемого потребителю потока теплоты при условии $D_{о.к} = D_n$ равна

$$Q_n = D_n (h_n - h'_{о.к}). \quad (7.3)$$

Обычно $D_{о.к} < D_n$ и потеря конденсата восполняется химически очищенной водой:

$$Q_n = D_n h_n - D_{о.к} h'_{о.к} + D_{д.в} h'_{д.в} \quad (7.4)$$

Здесь

$$D_{д.в} = D_n - D_{о.к}; \quad Q_n = D_n (h_n - h'_{рег}). \quad (7.5)$$

При этом

$$h'_{рег} = \frac{D_{к.т.о.к} c_v t_{о.к} + D_{о.в.о.в} c_v t_{о.в.о.в}}{D_n}. \quad (7.6)$$

Из рис. 7.4 видно, что Q_n зависит от энтальпии отработавшего пара h_n , которая определяется его давлением p_n и температурой t_n . Температура отработавшего пара повышается при снижении нагрузки и при повышении противодействия турбины.

На рис. 7.5 даны кривые, отражающие зависимость энтальпии отработавшего пара h_n от расхода пара на турбину и от противодействия p_n . Используя устройства для впрыска питательной воды или конденсата, предусмотренные заводами-изготовителями турбин с противодействием, можно поддерживать постоянную энтальпию и температуру отработавшего пара независимо от расхода пара. Это необходимо делать в том случае, когда ограничена максимальная температура пара в паропроводе к потребителю.

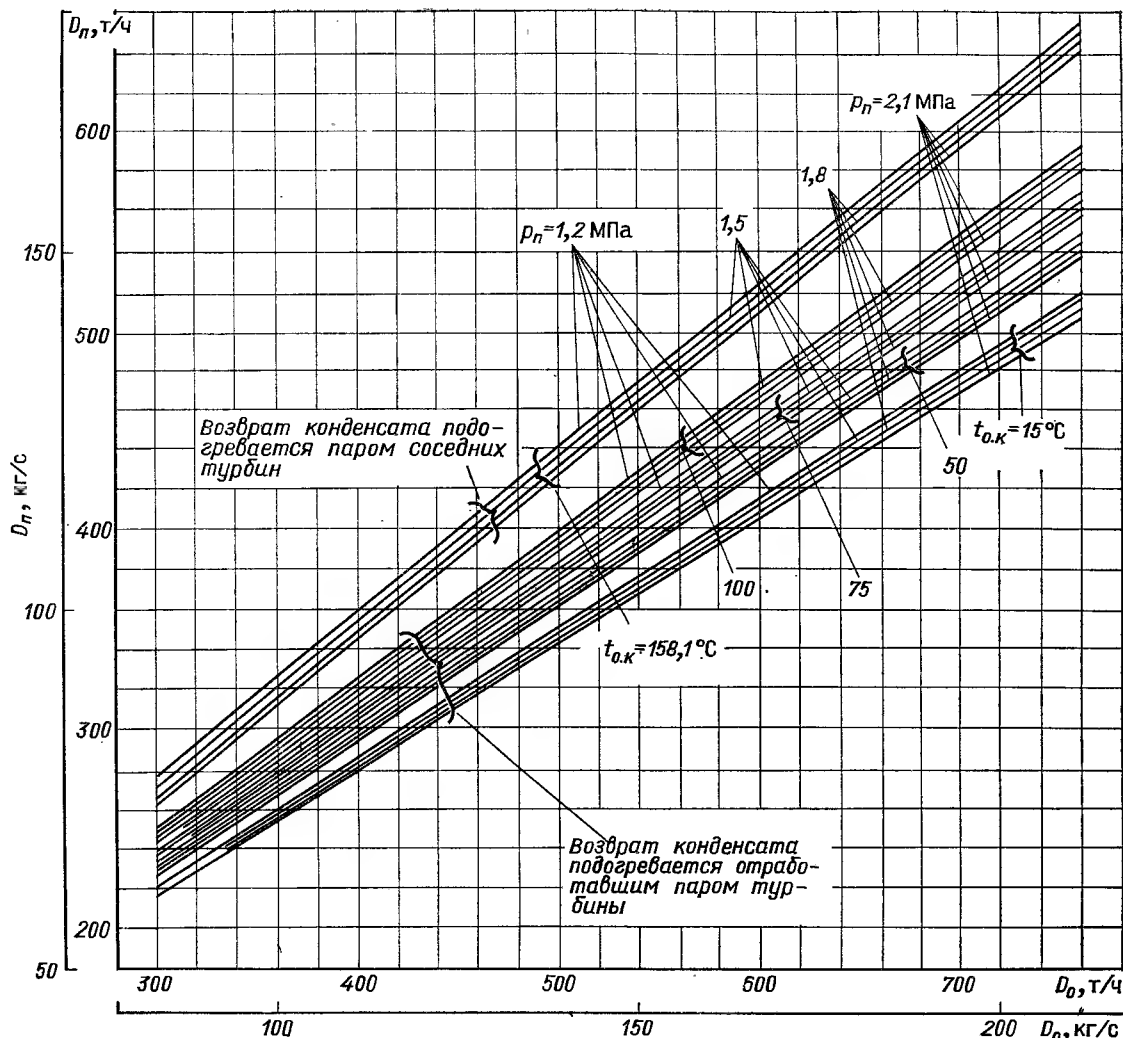


Рис. 7.4. Зависимость отпуска технологического пара D_n от расхода пара на турбину D_0 при $D_{0,k}=D_n$

Поскольку турбины с противодавлением работают без потерь теплоты в конденсаторе, удельный расход теплоты на выработку электроэнергии, $\text{кДж}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$, удобно подсчитывать обратным балансом:

$$q_t^* = 3600 \left(1 + \frac{\Delta N_{\text{м.г}} + Q_{\text{вн}}}{N_t} \right). \quad (7.7)$$

Здесь $Q_{\text{вн}}$ — потери теплоты в окружающую среду. Для Р-100-130 по типовой характеристике $Q_{\text{вн}}=1,37$ МВт. По заводским данным $\Delta N_{\text{м.г}}=1,3$ МВт; при $N_s=100$ МВт

$$\begin{aligned} q_t^* &= 3600 \left(1 + \frac{1,3 + 1,37}{100} \right) = \\ &= 3700 \frac{\text{кДж}}{\text{кВт}\cdot\text{ч}} \left(885 \frac{\text{Ккал}}{\text{кВт}\cdot\text{ч}} \right). \end{aligned}$$

Следует отметить, что при применении обратного баланса практически учитывается вся подведенная к турбине теплота и в том

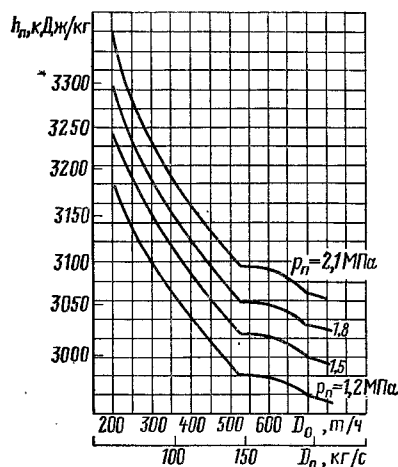


Рис. 7.5. Зависимость энтальпии отработавшего пара h_n от расхода пара на турбину D_0 и от противодействия p_n

числе теплота, подводимая при повышении энтальпии питательной воды в питательном насосе; в данном случае $\Delta h_{п.н.} = 31$ кДж/кг.

В принятой методике при расчете расхода теплоты прямым балансом эту теплоту, подводимую к воде в питательном насосе, не учитывают, что приводит к занижению удельного расхода теплоты и к противоречию между подсчетами прямым и обратным балансом.

Установки с противодавлением работают только в режиме по тепловому графику нагрузки, при котором развиваемая электрическая мощность жестко связана с тепловой нагрузкой. Это обстоятельство требует совместной работы турбин типов Р и ПТ.

7.3. Режимы работы турбин типов Р и ПТ

Турбины типа ПТ, располагающие как промышленным, так и отопительным (или двумя отопительными) отборами, позволяют работать в любом из многообразных режимов как по тепловому, так и по электрическому графикам. Турбины типа ПТ устанавливают на промышленных ТЭЦ в дополнение к турбинам типа Р и передают на их промышленный отбор часть нагрузки по технологическому пару. В то же время отопительный отбор используется для подогрева сетевой, сырой и химической очищенной воды. Турбины типа ПТ также устанавливают на

чисто отопительных ТЭЦ, и в этом случае их промышленный отбор используется для удовлетворения потребителей технологического пара, которые могут оказаться близ ТЭЦ, и для покрытия собственных нужд ТЭЦ в паре 1,3—0,6 МПа.

В качестве примера рассмотрим турбину типа ПТ-60-130, получившую широкое распространение.

Турбина изготовления ЛМЗ имеет два цилиндра. После ЦВД имеется промышленный отбор пара, на входе в ЦНД установлены регулирующие клапаны. В ЦНД установлена поворотная регулирующая диафрагма для регулирования давления отопительного отбора. Таким образом, для анализа режимов и определения их показателей турбину можно рассматривать как последовательность трех отсеков: часть высокого давления от первой ступени до камеры промышленного отбора пара, которая совпадает с ЦВД; промежуточный отсек (ПО) — часть ступеней ЦНД до камеры отопительного отбора; часть низкого давления — последние ступени ЦНД, размещенные после регулирующей диафрагмы.

Для ЧВД применимы характеристики типа приведенных выше для турбины Р-100-130/15 (к примеру, цилиндр турбины Р-100-130 применен как ЦВД в турбинах ПТ-135-130 и Т-175-130). Эти характеристики даются в заводских данных и могут быть получены на основании испытаний.

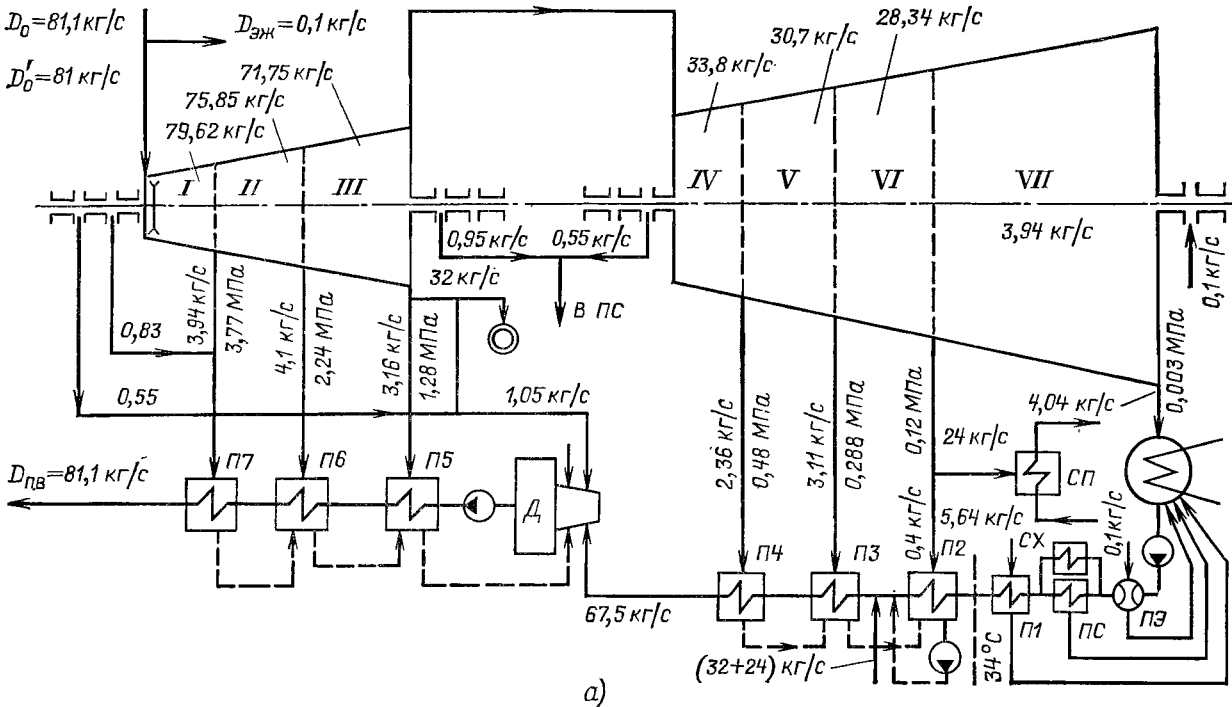


Рис. 7.6. Тепловая схема турбоустановки ПТ-60-130 (а) и диаграмма режимов (б):

I — зависимость температуры регенеративного подогрева питательной воды от расхода пара

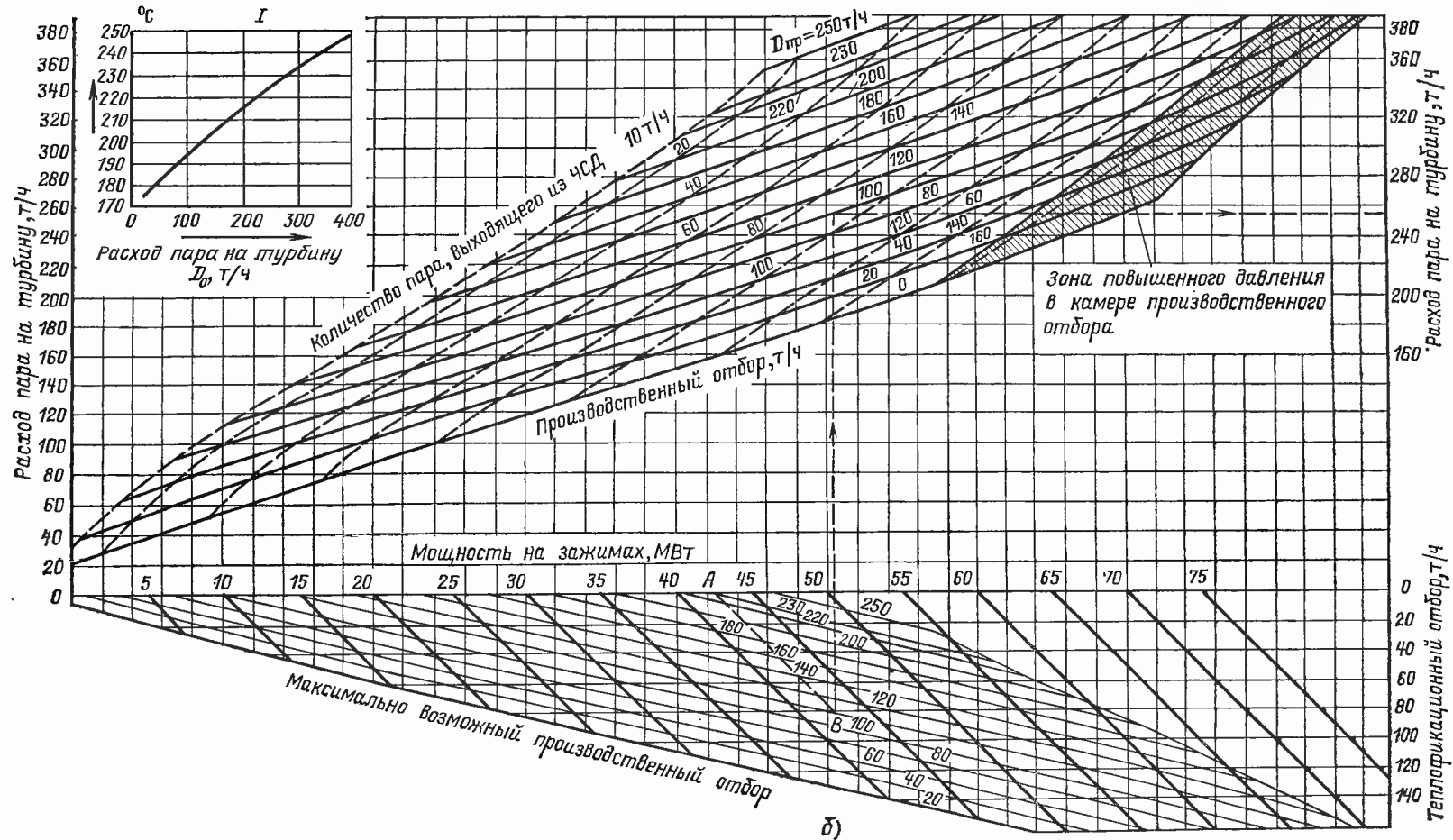


Рис. 7.6. Продолжение

Характеристики ПО типа $\eta_{oi}^0 = f(p_n, p_t)$ являются расчетными и частично экспериментальными.

Характеристики ЧНД зависят от положения регулирующей диафрагмы.

Суммарная внутренняя мощность турбины

$$N_{Ti} = N_{чвдi} + N_{поi} + N_{чндi}. \quad (7.8)$$

Возможны следующие режимы:

1) теплофикационные режимы с загрузкой как промышленного, так и отопительного отборов; подразделяются на режимы работы по тепловому и электрическому графикам;

2) теплофикационные режимы с загрузкой только промышленного отбора; подразделяются на режимы по тепловому и электрическому графикам;

3) теплофикационные режимы с загрузкой только отопительного отбора; подразделяются на режимы работы по тепловому и электрическому графикам;

4) конденсационный режим.

Режим работы обычно задается следующими данными:

$$D_n; p_n; D_t; p_t; N_t.$$

Имеются ограничения по значениям D_n и D_t , которые взаимосвязаны балансами потоков пара и мощностей. В типовые характеристики, обобщающие результаты испытаний турбин и заводские расчеты, включены графические характеристики паровых турбин, называемые *диаграммами режимов*.

По диаграмме режимов можно найти D_0 по заданным D_n , D_t , N_t . При этом диаграмма построена для номинальных значений давлений промышленного и отопительного отборов.

Для приведения D_0 к заданным p_n и p_t прилагаются поправочные кривые.

Применяются также аналитические характеристики типа $D_0 = f(D_n, p_n, D_t, p_t, N_t)$, о которых будет сказано ниже. В гл. 8 даются сведения о турбине ПТ-80/130 и ее сопоставление с турбиной ПТ-60-130.

На рис. 7.6 даны тепловая схема турбоустановки ПТ-60-130 и диаграмма режимов, разработанная заводом-изготовителем. В схеме указаны параметры пара и воды, соответствующие заводским данным по одному гарантийному эксплуатационному режиму. Указаны пропуски пара через отсеки турбины I—VII. Приведенные данные могут служить основой для пересчета на любые другие режимы тепловой и электрической нагрузки.

7.4. Восполнение потерь конденсата

Крупные промышленные ТЭЦ отпускают потребителям ежегодно большое количество технологического пара; так, Нижнекамская

ТЭЦ № 1 отпускает $D_n = 3500$ т/ч. Возврат конденсата составляет всего 35 %. Поэтому приходится иметь обессоливающие установки соответственно большой производительности $D_{х.о.в} = 2300$ т/ч. Приходится считаться с возможностью аварийного загрязнения обратного конденсата на производстве, что вынуждает сбрасывать такой конденсат. В случаях аварийного слива конденсата эффективными оказываются резервные емкости обессоленной воды, позволяющие сохранить отпуск пара на нужном уровне. Обессоленную воду надо деаэрировать, подогреть и подать в деаэраторы с давлением 0,6 МПа.

Первая ступень подогрева — это подогрев сырой воды, идущей на обессоливающую установку. Подогрев сырой воды можно осуществлять во встроенных пучках конденсаторов турбин Т-100-130, либо приспособить для этого конденсаторы турбин ПТ-60-130, утилизировав при этом теплоту пара, поступающего в конденсатор. Подобное решение было осуществлено на Нижнекамской ТЭЦ № 1. Сырая вода пропускается последовательно через конденсаторы двух турбин ПТ-60-130, причем половины каждого конденсатора также включены последовательно. Такая последовательная схема обеспечивает достаточную скорость воды в трубках конденсатора и тем самым сокращает отложения в них.

Подогрев обессоленной воды до температуры 100 °С можно осуществлять в сетевых подогревателях турбины Т-100-130 и затем деаэрировать в атмосферном деаэраторе вместе с обратным конденсатом. Далее эту смесь обратного конденсата и обессоленной воды следует подогреть до температуры 140—150 °С в пароводяном подогревателе паром промышленного отбора турбины ПТ-60-130.

Для того чтобы загрузить отборы турбины Т-100-130, надо иметь расход обессоленной воды 3000 т/ч. При меньших расходах используют отопительный отбор турбин ПТ-60-130.

Таким образом, при отпуске больших расходов технологического пара получается полная загрузка также отопительных отборов турбин типа ПТ, устанавливаемых совместно с турбинами типа Р.

Крупные обессоливающие установки весьма громоздки и требуют нейтрализации промывочных вод. Поэтому при сравнительно низком качестве сырой воды термическая водоподготовка становится экономически конкурентоспособной с химическим обессоливанием.

Для получения большого количества дистиллята применяют многоступенчатые испарительные установки с последовательным питанием корпусов химически очищенной во-

дой, подогреваемой вторичным паром. На рис. 6.7 была приведена схема такой многоступенчатой установки.

7.5. Применение паропреобразовательной установки

Уже давно известна и находила применение схема с паропреобразовательной установкой, при которой конденсат отборного пара сохраняется на ТЭЦ, а потребителю отпускается вторичный пар, приготовленный в паропреобразователе из химически очищенной воды. При этом вместо сложной схемы обессоливания достаточно значительна более простая схема — катионирования. На рис. 7.7 представлена установка с турбиной типа Р с паропреобразователем и паро-паровым перегревателем. Последний нужен для получения слегка перегретого пара, что сокращает потери теплоты при транспортировке пара.

Паропреобразователь конструктивно подобен испарителю. Питается паропреобразователь деаэрированной химически очищенной водой, которая предварительно подогревается в охладителе дренажа.

При заданном давлении пара у потребителя $p_{т.п}$ противодействие турбины должно быть равно

$$p_{т.п} = p_{т.п} + \Delta p_{тр} + \Delta p_{пп}. \quad (7.9)$$

Здесь $\Delta p_{тр}$ — падение давления в паропроводе к потребителю; $\Delta p_{пп}$ — перепад давления между давлением греющего пара и давлением пара на выходе из паро-парового пароперегревателя:

$$\Delta p_{пп} = \Delta p'_{пп} + \Delta p_{пе}. \quad (7.10)$$

Здесь $\Delta p_{пе}$ — гидравлическое сопротивление пароперегревателя по стороне греющего пара; $\Delta p'_{пп}$ — перепад давлений греющего и вторичного пара паропреобразователя, обусловленный температурным напором

$$\Delta t_{пп} = t_{п.н} - t_{пп.н}, \quad (7.11)$$

где $t_{п.н}$ — температура насыщения греющего пара из противодействия турбины; $t_{пп.н}$ — температура насыщения вторичного пара.

Задаваясь значением $\Delta t_{пп}$, можно определить $t_{п.н}$ и требуемое противодействие $p_{т.п}$.

Так, например, имеем $p_{т.п} = 1,3$ МПа. Принимаем $\Delta p_{тр} = 0,2$ МПа; $\Delta p_{пе} = 0,05$ МПа; $\Delta t_{пп} = 12^\circ\text{C}$. По таблицам водяного пара находим $\Delta p'_{пп} = 0,4$ МПа.

В результате имеем:

$$p_{т.п} = 1,3 + 0,2 + 0,05 + 0,4 = 1,95 \text{ МПа.}$$

Противодавление $p_{т.п}$ превышает давление пара у потребителя на величину $p_{т.п} - p_{т.п} = 1,95 - 1,3 = 0,65$ МПа.

По кривым рис. 7.3 для максимального расхода пара $D_0 = 760$ т/ч повышение давления $p_{т.п}$ дает снижение мощности $\Delta N_T = 15$ МВт.

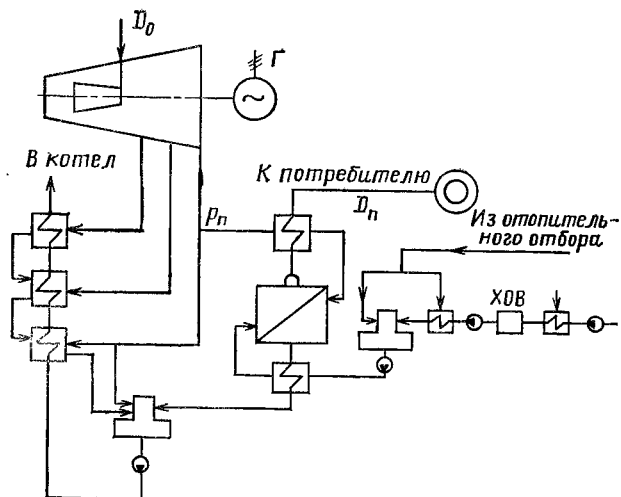


Рис. 7.7. Схема турбины типа Р с паропреобразовательной установкой

Если же не учитывать $\Delta p_{тр}$, которое имеет место и в турбоустановке без паропреобразователя, т. е. считать, что повышение давления составляет $\Delta p_{пп} = 0,4 + 0,05 = 0,45$ МПа, то потеря мощности составит 11 МВт, или 11 %.

Таким образом, применение паропреобразовательной установки связано со значительным недоотпуском электроэнергии из-за повышения противодействия. Запишем выражение для разности приведенных затрат варианта с паропреобразователями (I) и варианта с непосредственным отпуском пара (II):

$$\Delta Z_{год} = K_{пп} (E_H + E_{отч}) + \Delta Z_{год} Z_{з.э} + Z_{х.о.в}^I - Z_{х.о.в}^{II}. \quad (7.12)$$

Здесь $K_{пп}$ — капиталовложения в паропреобразовательную установку; E_H и $E_{отч}$ — нормативный коэффициент приведения затрат и коэффициент отчисления затрат на амортизацию и текущий ремонт; $\Delta Z_{год}$ — годовой недоотпуск электроэнергии из-за повышения противодействия; $Z_{з.э}$ — удельные приведенные затраты на замыкающую электроэнергию; $Z_{х.о.в}^I$ — приведенные затраты на приготовление химически очищенной воды за год в I варианте; $Z_{х.о.в}^{II}$ — то же во II варианте.

При технико-экономическом сравнении вариантов каждый из них должен быть оптимизирован в части сопоставляемых элементов. В частности, в данном случае это относится к $K_{пп}$, $Z_{х.о.в}^I$ и $Z_{х.о.в}^{II}$.

Рассмотрим вопрос об оптимизации паропреобразовательной установки.

Стоимость паропреобразователя

$$K_{пп} = c_{пп} F_{пп}, \quad (7.13)$$

где $c_{пп}$ — удельная стоимость паропреобразователя на 1 м^2 поверхности теплообмена,

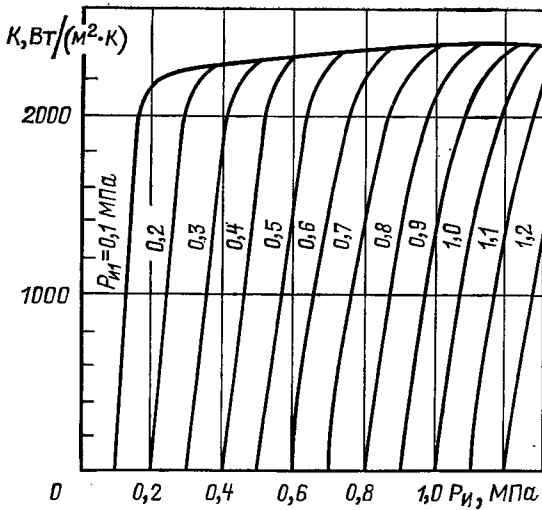


Рис. 7.8. Кривые для определения коэффициента теплопередачи в паропреобразователе: $p_{и1} = p'_{пп}$; $p_{и2} = p_{пп}$

руб/м²; $F_{пп}$ — площадь поверхности теплообмена паропреобразователя:

$$F_{пп} = Q_{пп} / (k_{пп} \Delta t_{пп}); \quad (7.14)$$

здесь $Q_{пп}$ — теплота, передаваемая в паропреобразователе:

$$Q_{пп} = D_{пп} (h_{пп.н} - h'_{п.в}) + D_{пп}^{пр} (h'_{пп.н} - h'_{п.в}), \quad (7.15)$$

где $h_{пп.н}$ — энтальпия вторичного пара при давлении $p'_{пп} = p_{пп} - \Delta p_{пе} - \Delta p'_{пп}$; $h'_{п.в}$ — энтальпия питательной воды паропреобразователя; $h'_{пп.н}$ — энтальпия воды при температуре кипения, при давлении вторичного пара; $D_{пп}^{пр}$ — продувка паропреобразователя; $k_{пп}$ — коэффициент теплопередачи в паропреобразователе от конденсирующегося греющего пара к кипящей воде в трубках греющей секции.

На рис. 7.8 приведены кривые для определения коэффициента теплопередачи в паропреобразователе $k_{пп}$ в зависимости от давлений греющего и вторичного пара:

$$\Delta t_{пп}^A = \xi \Delta t_{пп}, \quad (7.16)$$

где $\Delta t_{пп} = t_{п.н} - t_{пп.н}$ — разность температур насыщения греющего и вторичного пара; ξ — понижающий коэффициент, учитывающий снижение температурного напора по высоте греющей секции.

Задаваясь значениями $\Delta t_{пп}$ и подсчитывая для каждого значения приведенные затраты

$$\Delta \mathcal{E}_{год} = c_{пп} \frac{Q_{пп}}{k_{пп} \xi (t_{п.н} - t_{пп.н})} (E_{н} + E_{отч}) + \Delta \mathcal{E}_{год} \mathcal{E}_{з.э.},$$

находим оптимальное значение $\Delta t_{пп}$ при минимальных приведенных затратах.

Годовой недоотпуск электроэнергии из-за повышения противодавления

$$\Delta \mathcal{E}_{год} = \Delta N_{пр}^{ном} \tau_{исп},$$

где $\Delta N_{пр}^{ном}$ — поправка на изменение противодавления при номинальной нагрузке турбины; $\tau_{исп}$ — число часов использования нагрузки в год.

С ростом температурного напора в паропреобразователе снижаются капиталовложения, но растет недовыработка электроэнергии. Поэтому имеется оптимальное значение $\Delta t_{пп}$, которому соответствует оптимальное $\Delta \mathcal{E}_{год}$.

Другой величиной, подлежащей оптимизации, является диаметр паропровода к потребителю. С уменьшением диаметра паропровода снижаются капиталовложения, но растет скорость пара $\omega_{п}$ и падение давления в паропроводе $\Delta p_{тр}$, что приводит к повышению противодавления в турбине $p_{п}$ и к недоотпуску электроэнергии $\Delta \mathcal{E}_{год}$.

Переменная часть приведенных затрат на отпуск пара при варьировании диаметра паропровода может быть представлена по аналогии с (7.12) выражением

$$\Delta \mathcal{E}_{год} = K_{тр} (E_{н} + E_{отч}) + \Delta \mathcal{E}_{год} \mathcal{E}_{з.э.}, \quad (7.17)$$

в котором не учтены потери теплоты в паропроводе, так как влияние изменения этих потерь на изменение затрат несущественно. Здесь $K_{тр}$ — капиталовложения в паропровод; $\Delta \mathcal{E}_{год} = \Delta N_{п} \tau_{исп}$ — годовой недоотпуск электроэнергии из-за повышения давления пара в отборе турбины.

Капиталовложения в паропровод рассчитывают по формуле

$$K_{тр} = z c_{тр} M_{ст}, \quad (7.18)$$

где z — число ниток паропровода; $c_{тр}$ — удельные капиталовложения в паропровод с учетом опор, изоляции, монтажа, руб/кг, отнесенные к единице массы стали паропровода; $M_{ст}$ — масса стали, затрачиваемой на паропровод:

$$M_{ст} = \pi (d_{вн} + \delta) \delta \rho_{ст} L = \pi (1 + \beta) \beta \rho_{ст} L d_{вн}^2;$$

здесь $d_{вн}$ — внутренний диаметр паропровода, м; L — его длина, м; $\rho_{ст}$ — плотность стали, кг/м³; δ — толщина стенки трубы, м, выбираемая минимальной:

$$\delta = \frac{p_{вн} d_{вн} (1 + A)}{2 \sigma_{доп} [1 + p_{вн} / (2 \sigma_{доп})]} = \beta d_{вн},$$

где $p_{вн}$ — внутреннее давление, МПа; $\sigma_{доп}$ — допустимое напряжение, МПа; A — допуск на толщину стенки.

Подстановка в (7.18) дает результат:

$$K_{тр} = z c_{тр} \pi (1 + \beta) \beta \rho_{ст} L d_{вн}^2 = B_{тр} L d_{вн}^2. \quad (7.18a)$$

Снижение мощности турбины при варьировании диаметра паропровода к потребителю пара

$$\Delta N_{\text{п}} = \Delta N_{\text{рп}} \Delta p_{\text{тр}},$$

где $\Delta N_{\text{рп}}$ — поправка к мощности на изменение давления пара в отборе (противодавлении), МВт/МПа; $\Delta p_{\text{тр}} = 0,00625 \mu D_{\text{п}}^2 v_{\text{п}} L d_{\text{вн}}^{-5,25}$ — падение давления в паропроводе; это выражение подробнее рассмотрено в гл. 8; здесь μ — коэффициент, учитывающий местные сопротивления; $D_{\text{п}}$ — расход пара, кг/с; $v_{\text{п}}$ — удельный объем пара, м³/кг.

Подстановка в (7.17) при условии $\Delta Q_{\text{пот}} \approx 0$ позволяет получить явную зависимость приведенных затрат от диаметра паропровода:

$$\Delta Z_{\text{год}} = B'_{\text{тр}} L d_{\text{вн}}^2 + B_{\text{пер}} L d_{\text{вн}}^{-5,25},$$

где комплексы $B'_{\text{тр}}$ и $B_{\text{пер}}$ с учетом (7.18а) имеют вид

$$B'_{\text{тр}} = B_{\text{тр}} (E_{\text{н}} + E_{\text{отч}}) = z c_{\text{трл}} (1 + \beta) \beta \rho_{\text{ст}} (E_{\text{н}} + E_{\text{отч}}); \quad (7.19)$$

$$B_{\text{пер}} = 0,00625 \mu D_{\text{п}}^2 v_{\text{п}} \Delta N_{\text{рп}} \tau_{\text{исп}} z_{\text{в.з}} / z^2. \quad (7.20)$$

Для нахождения $d_{\text{вн}}^{\text{опт}}$ надо приравнять нулю производную от $Z_{\text{год}}$ по $d_{\text{вн}}$:

$$\frac{\partial Z_{\text{год}}}{\partial d_{\text{вн}}} = 0; \quad 2 B'_{\text{тр}} d_{\text{вн}} L = 5,25 d_{\text{вн}}^{-6,25} L B_{\text{пер}}.$$

Глава восьмая

ОТПУСК ТЕПЛОТЫ НА ОТОПЛЕНИЕ

8.1. Потребление теплоты для бытовых нужд

Для нормального функционирования человека как во время его трудовой деятельности, так и в домашних условиях должны обеспечиваться условия комфорта, которые регламентируются санитарно-гигиеническими нормами. К числу этих условий относятся отопление и вентиляция помещений и горячее водоснабжение, которые требуют подачи теплоты. Система подачи теплоты для указанных бытовых нужд называется *системой теплоснабжения*, которая включает источник теплоты, передающие теплоноситель трубопроводы и нагревательные приборы. Находят применение как централизованные, так и индивидуальные системы теплоснабжения.

Индивидуальные системы теплоснабжения используют современное оборудование и автоматику. При этом применяется централизованная доставка топлива (жидкое топливо доставляется автотранспортом и заправляет-

ся в установку, сжиженный газ доставляется в баллонах, природный газ подается по тру-

$$d_{\text{вн}}^{\text{опт}} = (2,625 B_{\text{пер}} / B'_{\text{тр}})^{0,138}.$$

Полученная формула показывает, что $d_{\text{вн}}^{\text{опт}}$ не зависит от длины паропровода и в малой степени зависит от всех исходных данных.

Пример. Рассчитать экономически наиболее выгодный диаметр паропровода от ТЭЦ к потребителю.

Условия: подается пар от турбины Р-100-130/15 при давлении $p_{\text{п}} = 1,5$ МПа, $D_{\text{п}} = 590$ т/ч = 163,9 кг/с, $t_{\text{п}} = 280^\circ\text{C}$, $v_{\text{п}} = 0,166$ м³/кг.

Принимаем схему с двумя нитками паропровода ($z = 2$):

$$D'_{\text{п}} = D_{\text{п}} / z = 163,9 / 2 = 82 \text{ кг/с.}$$

$$B'_{\text{тр}} = z \pi (1 + \beta) \beta \rho_{\text{ст}} c_{\text{тр}} (E_{\text{н}} + E_{\text{отч}}).$$

Принимаем $\beta = 0,03$; $\rho_{\text{ст}} = 7800$ кг/м³; $c_{\text{тр}} = 1$ руб/кг; $E_{\text{отч}} = 0,15$; $E_{\text{н}} = 0,12$, $B'_{\text{тр}} = 2 \cdot \pi \cdot 1,03 \cdot 0,03 \cdot 7800 \cdot 0,27 = 408,7$.

По типовой характеристике Р-100-130/15 определяем поправку к мощности при $D_0 = 760$ т/ч: $\Delta N_{\text{рп}} = 23$ МВт/МПа. Принимаем $\mu = 1,3$; $\tau_{\text{исп}} = 6000$ ч; $z_{\text{в.з}} = 14$ руб/(МВт·ч).

$$B_{\text{пер}} = 0,00625 \cdot 1,3 \cdot 82^2 \cdot 0,166 \cdot 23 \cdot 6000 \cdot 14 \cdot 10^{-6} = 17,5.$$

$$d_{\text{вн}}^{\text{опт}} = (2,625 B_{\text{пер}} / B'_{\text{тр}})^{0,138} = (0,1125)^{0,138} = 0,74 \text{ м.}$$

Соответствующая оптимальная скорость пара

$$w_{\text{п}} = \frac{4}{\pi} \frac{D_{\text{п}}}{z} \frac{v_{\text{п}}}{d_{\text{вн}}^2} = \frac{1,27 \cdot 82 \cdot 0,166}{0,74^2} = 31,6 \text{ м/с.}$$

ся в установку, сжиженный газ доставляется в баллонах, природный газ подается по тру-

бам). Достоинством индивидуального теплоснабжения является отсутствие промежуточного звена для транспорта теплоносителя. Индивидуальное теплоснабжение, базирующееся на твердом топливе, связано с сильным загрязнением окружающего воздуха, а также с высоким удельным расходом топлива из-за низкой экономичности индивидуальных топочных устройств.

Наиболее рациональный путь — это переход на централизованное теплоснабжение в городах и поселках.

В качестве источников теплоты при централизованном теплоснабжении используются районные теплоснабжающие станции (РТС) и теплоэлектроцентрали (ТЭЦ). В перспективе — применение атомных станций теплоснабжения (АСТ) и атомных теплоэлектроцентралей (АТЭЦ).

Применение ТЭЦ в качестве источника теплоты для теплоснабжения называется *теплофикацией* (сюда относятся также и ТЭЦ с отпуском пара технологическим потребителям).

При выборе системы теплоснабжения для некоторого района теплоснабжения прежде всего надо определить отопительную и вентиляционную нагрузки и нагрузку горячего водоснабжения.

Отпуск теплоты на отопление должен обеспечивать в помещении установленную санитарными нормами температуру t_b , которая для жилых помещений равна $+18^\circ\text{C}$, для школ, детских садов, поликлиник и больниц $+20^\circ\text{C}$, для общественных зданий $+16^\circ\text{C}$. Количество теплоты, необходимое для поддержания t_b и передаваемое отопительными приборами, определяется тепловыми потерями $Q_{т.п.}$, пропорциональными разности внутренней и наружной температур ($t_b - t_{н.в.}$):

$$Q_{т.п.} = x_o V (t_b - t_{н.в.}), \quad (8.1)$$

где x_o — отопительная характеристика здания, выражающая потери теплоты через наружные ограждения здания при разности температур $t_b - t_{н.в.} = 1^\circ\text{C}$, отнесенные к 1 м^3 ; V — объем здания, м^3 .

Для производственных зданий $x_o = 0,5 \div 0,85 \text{ Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$; для жилых зданий x_o подсчитывают по эмпирической формуле

$$x_o = a/V^{1/6}, \quad (8.2)$$

где $a = 1,6$ при толщине наружных стен 2,5 кирпича и двойном остеклении; $a = 2,0 \div 2,2$ для крупноблочных зданий из сборного железобетона.

Строительные нормы и правила (СНиП) регламентируют расчет тепловых потерь и отопительной нагрузки. Для различных климатических районов установлены расчетные температуры наружного воздуха $t_{н.в.}^p$ и продолжительность отопительного сезона $\tau_{о.с.}$.

Температура начала отопительного сезона установлена $+8^\circ\text{C}$, причем предусмотрено, что включение отопления определяется снижением среднесуточной температуры ниже 8°C в течение 3 сут подряд. На рис. 8.1 дает-

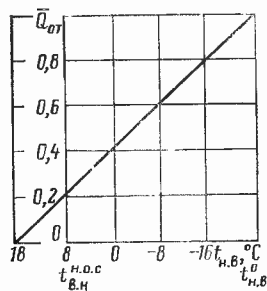
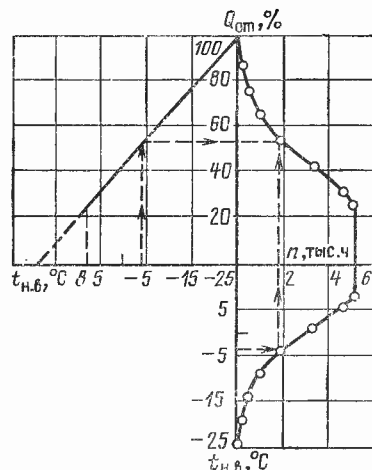


Рис. 8.1. График отопительной нагрузки $Q_{от} = Q_{от}/Q_{от}^p$ в зависимости от температуры наружного воздуха

Рис. 8.2. Построение графика продолжительностей отопительных нагрузок



ся график отопительной нагрузки $Q_{от}$ в зависимости от $t_{н.в.}$. При $t_{н.в.} = t_{н.в.}^p$ имеем $Q_{от} = Q_{от}^p$.

Как следует из формулы (8.1), отопительная нагрузка равна нулю при $t_{н.в.} = t_b$. Так как температура начала отопительного сезона $t_{н.в.}^{о.с.} = +8^\circ\text{C}$, начальная отопительная нагрузка

$$Q_{от}^{о.с.} = Q_{от}^p \frac{t_b - t_{н.в.}^{о.с.}}{t_b - t_{н.в.}^p}. \quad (8.3)$$

При $t_b = +18^\circ\text{C}$ и $t_{н.в.}^p = -25^\circ\text{C}$

$$Q_{от}^{о.с.} = \frac{18 - 8}{18 + 25} Q_{от}^p = 0,233 Q_{от}^p. \quad (8.4)$$

Для определения количества теплоты на отопление за отопительный сезон надо знать продолжительности наружных температур. По результатам многолетних наблюдений для различных климатических районов строят график продолжительностей наружных температур, что позволяет при использовании графика тепловой нагрузки получить график продолжительностей отопительных нагрузок, построение которого показано на рис. 8.2.

График продолжительностей отопительных нагрузок дает зависимость $Q_{от} = f(\tau)$ и суммарный отпуск теплоты на отопление за отопительный сезон

$$Q_{от}^{о.с.} = \int_0^{\tau_{о.с.}} Q_{от}(\tau) d\tau = Q_{от}^p \tau_{о.с.} f,$$

где f — средняя относительная отопительная нагрузка (коэффициент загрузки) за отопительный сезон.

Было предложено аппроксимировать кривую продолжительностей отопительных нагрузок степенной функцией

$$\frac{Q_{от}}{Q_{от}^p} = 1 - m_1 \left(\frac{\tau}{\tau_{о.с.}} \right)^\lambda. \quad (8.5)$$

Определим значения m_1 и λ из исходных условий: при $\tau = \tau_{0.c}$ $Q_{от} = Q_{от}^{н.о.с} = f_0 Q_{от}^p$. Из (8.5)

$$m_1 = 1 - Q_{от}^{н.о.с} / Q_{от}^p = 1 - f_0;$$

$$\frac{Q_{от}}{Q_{от}^p} = 1 - (1 - f_0) \left(\frac{\tau}{\tau_{0.c}} \right)^\lambda. \quad (8.5a)$$

Подставим в (8.4) выражение для $Q_{от}$ из (8.5a)

$$\int_0^{\tau_{0.c}} Q_{от}^p \left[1 - (1 - f_0) \left(\frac{\tau}{\tau_{0.c}} \right)^\lambda \right] d\tau = Q_{от}^p \tau_{0.c} f.$$

После интегрирования имеем

$$Q_{от}^p \left[1 - (1 - f_0) \frac{\tau_{0.c}^{\lambda+1}}{\lambda+1} \frac{1}{\tau_{0.c}^\lambda} \right] = Q_{от}^p \tau_{0.c} f,$$

или

$$Q_{от}^p \tau_{0.c} \left[1 - (1 - f_0) \frac{1}{\lambda+1} \right] = Q_{от}^p \tau_{0.c} f,$$

после преобразований получаем

$$1 - (1 - f_0) / (\lambda + 1) = f.$$

Отсюда

$$\lambda = (f - f_0) / (1 - f). \quad (8.6)$$

Теперь (8.5) можно записать в виде

$$\frac{Q_{от}}{Q_{от}^p} = 1 - (1 - f_0) \left(\frac{\tau}{\tau_{0.c}} \right)^{\frac{f-f_0}{1-f}}.$$

Это выражение (формула Россандера) позволяет строить кривые продолжительностей отопительных нагрузок для любых исходных данных.

В табл. 8.1 приведены характеристики отопительного сезона для некоторых климатических районов по СНиП (для средней многолетней среднегодовой температуры наружного воздуха).

Характеристиками отопительного сезона являются: продолжительность отопительного сезона $\tau_{0.c}$, ч; расчетная температура наружного воздуха $t_{н.в}^p$, °C; коэффициент загрузки за отопительный сезон f ; среднегодовая температура наружного воздуха $t_{н.в}^{ср}$.

Так, для климатического района II-Б имеем:

$$\tau_{0.c} = 5064 \text{ ч}; \quad t_{н.в}^p = -25,2^\circ \text{C}; \quad t_{н.в}^{ср} = -0,1^\circ \text{C};$$

$f = 0,491$. Для этого района имеем:

$$f_0 = \frac{18 - 8}{18 + 25,2} = 0,2315;$$

$$\lambda = \frac{0,491 - 0,2315}{1 - 0,491} = 0,51.$$

Формула Россандера запишется в виде

$$\frac{Q_{от}}{Q_{от}^p} = 1 - 0,7685 \frac{\tau^{0,51}}{5064^{0,51}} = (1 - 0,0099 \tau^{0,51}).$$

Кривая продолжительностей отопительных нагрузок позволяет наглядно анализировать режимы ТЭЦ в течение отопительного сезона и подсчитывать показатели ТЭЦ за отопительный сезон, что будет рассмотрено ниже.

Температура внутри помещения поддерживается на заданном уровне при условии, что подводимая на отопление теплота равна тепловым потерям: $Q_{от} = Q_{т.п.}$. При нарушении этого равенства возникает перетоп или недотоп, т. е. происходит изменение во времени значения $t_{н.в}$ до тех пор, пока не установится новое равенство $Q_{от1} = Q_{т.п1}$.

Рассмотрим переходный процесс при прекращении подвода теплоты. В этом случае помещение будет отдавать аккумулированную теплоту наружному воздуху:

$$-C dt_{в} = KF(t_{в} - t_{н.в}) d\tau, \quad (8.7)$$

где C — теплоемкость среды в помещении; K — коэффициент теплопередачи через ограждения здания; F — площадь поверхности теплообмена.

Перепишем уравнение (8.7) в форме

$$\frac{d(t_{в} - t_{н.в})}{t_{в} - t_{н.в}} = -\frac{d\tau}{T_{ак}}, \quad (8.7a)$$

где $t_{н.в}$ — постоянная; $T_{ак} = C/KF$ — аккумуляющая способность здания, ч.

После интегрирования имеем:

$$\ln \frac{t_{в} - t_{н.в}}{t_{в}^{нач} - t_{н.в}} = -\frac{\tau}{T_{ак}},$$

где $t_{в}^{нач}$ — начальная внутренняя температура.

Далее полученная формула преобразуется

$$t_{в} = t_{н.в} + (t_{в}^{нач} - t_{н.в}) e^{-\tau/T_{ак}}. \quad (8.8)$$

Таблица 8.1

Характеристика	Климатический район						
	I-В	II-A	II-B	II-B	III-A	III-B	IV-A
Продолжительность отопительного сезона $\tau_{0.c}$	5472	6408	5040	5064	4992	3864	2472
Расчетная температура наружного воздуха $t_{н.в}^p$, °C	-39,7	-27,8	-20,1	-25,2	-29,8	-16	-11,3
Средняя относительная отопительная нагрузка f	0,493	0,48	0,482	0,491	0,552	0,5	0,5

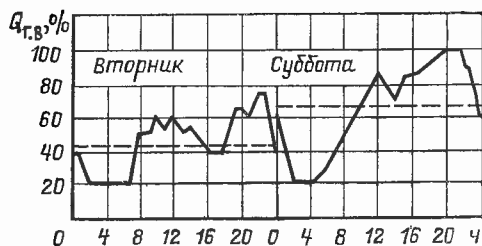


Рис. 8.3. Суточный график нагрузки горячего водоснабжения

Выражение (8.8) позволяет рассчитать изменение t_v при известном значении $T_{ак}$ по истечении τ , ч, после прекращения отопления.

Аккумулирующая способность $T_{ак}$ может быть определена экспериментально для различных типов зданий и составляет 20—50 ч.

Расчет теплоты на вентиляцию ведется так же, как и на отопление. Отличие лишь в уровне расчетной наружной температуры, которая для вентиляции принимается выше, чем для отопления. Так, для Москвы при $t_{от}^p = -25^\circ\text{C}$ имеем $t_v^p = -14^\circ\text{C}$.

Горячее водоснабжение дает круглогодичную тепловую нагрузку с некоторым снижением в летний период по сравнению с отопительным сезоном (на 20—25 %).

В течение суток потребление теплоты на горячее водоснабжение меняется: утром — пик нагрузки, затем дневной провал и вечерний пик, ночью — глубокий провал нагрузки. Суточный график изменения нагрузки горячего водоснабжения приведен на рис. 8.3, этот график подобен суточному графику потребления электрической энергии.

Потребление теплоты для горячего водоснабжения подсчитывается по специальным формулам в соответствии с нормами. Для района теплоснабжения при определении общей расчетной тепловой нагрузки $Q_{с.в}^p = Q_{от}^p + Q_v^p + Q_{г.в}^p$ оперируют постоянной среднечасовой нагрузкой горячего водоснабжения, которую можно оценивать в долях отопительной нагрузки

$$\rho_{г.в} = Q_{г.в} / Q_{от}^p \quad (8.9)$$

или в долях общей тепловой нагрузки

$$\mu_{г.в} = Q_{г.в} / Q_{с.в}^p; \quad (8.10)$$

$$\rho_{г.в} = \mu_{г.в} / (1 - \mu_{г.в}). \quad (8.11)$$

Для вновь застраиваемых районов $\mu_{г.в} = 0,20 \div 0,25$; $\rho_{г.в} = 0,25 \div 0,33$.

8.2. Системы теплоснабжения

В системах теплоснабжения в качестве теплоносителя в отечественной практике применяется вода, обладающая известными преимуществами по сравнению с паром. Так, при применении в качестве теплоносителя отборного пара из-за гидравлического сопротивления паровой сети необходимое давление в отборе возрастает и оказывается выше того, которое требуется для соответствующего подогрева сетевой воды, что снижает удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении в турбине.

При водяных системах нет внешних потерь конденсата, что облегчает проблему его восполнения на ТЭЦ.

Водяные системы более благоприятны в отношении регулирования.

На рис. 8.4 приведена схема закрытой системы теплоснабжения. Движение воды в системе осуществляется с помощью сетевого насоса 1, установленного на ТЭЦ. Подогрев воды происходит в сетевых подогревателях 2 отборным паром и в пиковых водогрейных котлах 3, после чего сетевая вода поступает в подающую линию 4, а далее — к абонентским установкам отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. На схеме рис. 8.4 показаны различные варианты подключения абонентов.

Схема I — присоединения к тепловой сети отопительной системы промышленного предприятия. На линии к абоненту установлен регулятор расхода 5, который получает команду по перепаду давления в специально установленной дроссельной шайбе 6.

Схема II — совместного присоединения отопительной системы и системы горячего водоснабжения. Имеется общий ввод сетевой воды, который затем разветвляется. Одно ответвление предназначено для отопительной системы, работающей с постоянным расходом воды, который поддерживается регулятором расхода 5. Далее установлено смешивающее устройство 7, функции которого обычно выполняет струйный насос — элеватор. Конструкция элеватора показана на рис. 8.5. Скорость воды увеличивается за счет давления перед соплом элеватора 1; разогнанный поток воды из прямой линии инжектирует воду из обратной линии в приемную камеру 2. Далее горячая вода смешивается с охлажденной водой из обратной линии в камере смешения 3 и через диффузор 4, в котором частично восстанавливается давление воды, поступает в систему отопления. Это подмешивание охлаждающей воды нужно для поддержания в отопительных прибо-

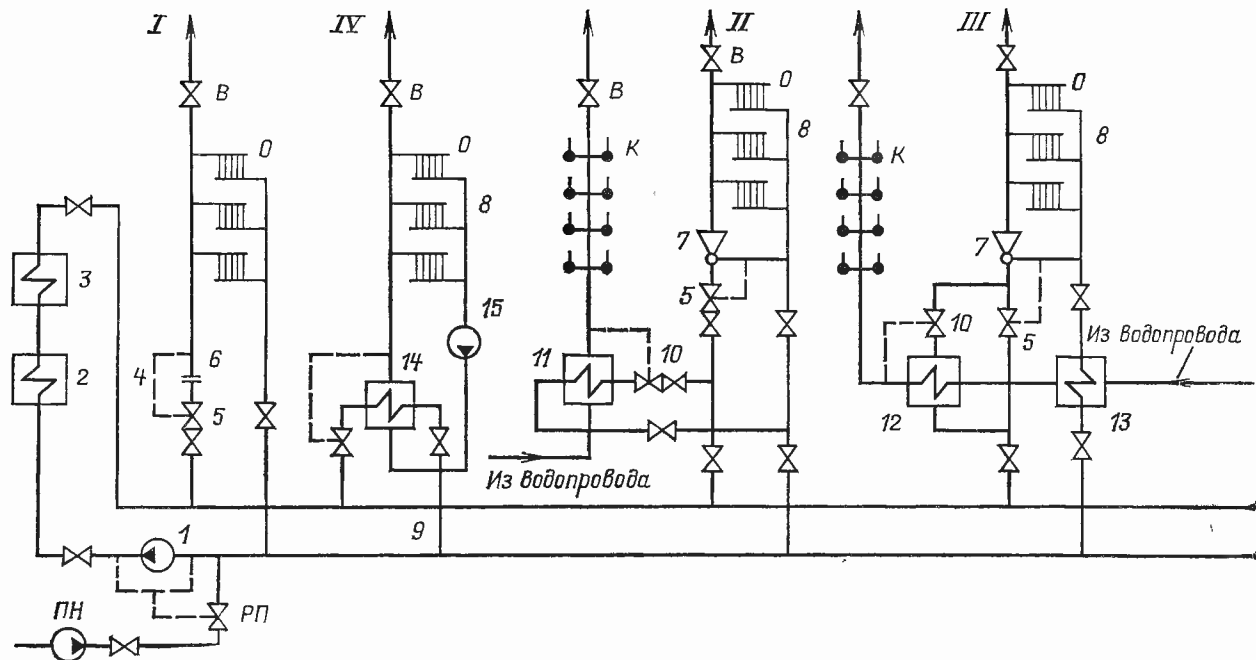


Рис. 8.4. Схема закрытой системы теплоснабжения

рах температуры воды не выше 95°C , что диктуется санитарно-гигиеническими соображениями.

В подающей линии максимальная температура сетевой воды обычно составляет 150°C , иногда 130°C . После элеватора 7 вода поступает к отопительным приборам 8, из последних — собирается в обратную линию, подключенную к магистрали обратной воды 9, ведущей на ТЭЦ, и снова сетевым насосом подается в подающую линию. Перед сетевым насосом в обратную линию на ТЭЦ подается подпиточная вода, восполняющая утечки сетевой воды в тепловой сети или температурное изменение объема воды, заполняющей теплотрассу. Расход подпиточной воды устанавливается регулирующим клапаном, получающим команду по импульсу от нейтральной точки, в которой поддерживается постоянное давление, что способствует ограничению возможных изменений давления в тепловой сети на ТЭЦ.

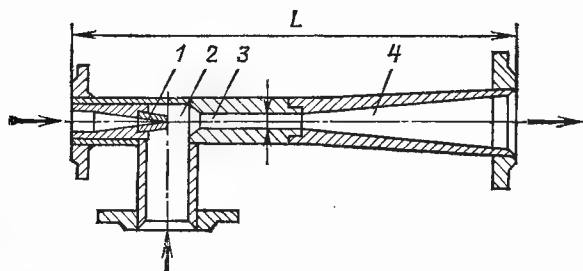


Рис. 8.5. Конструкция струйного насоса

На рис. 8.6 показана схема создания нейтральной точки на специальной перемычке между нагнетательной и всасывающей линиями сетевого насоса. От перемычки 4, соединяющей напорный и всасывающий коллекторы сетевого насоса 5, импульсная линия идет к регулирующему сливному клапану 3. При понижении давления в перемычке клапан 2 получает команду на открытие, подпиточный насос 1 подает больше воды, и давление восстанавливается.

При повышении давления в перемычке клапан 2 перекрывается, что снижает подпитку и восстанавливает давление. В том случае, когда клапан 2 полностью закрывается, а давление в нейтральной точке все же возрастает, срабатывает сливной клапан 3, открывающий сброс воды в дренаж вплоть до восстановления нормального давления. Клапан 6 на перемычке 4 предназначен для регулирования давления, устанавливаемого в нейтральной точке.

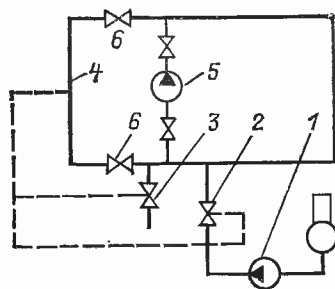


Рис. 8.6. Схема создания нейтральной точки

Подпиточная вода — это химически очищенная деаэрированная вода. Обычно применяется схема Na- или H-катионирования. Согласно ПТЭ подпиточная вода должна удовлетворять следующим нормам: содержание кислорода — не более 0,05, содержание взвешенных частиц — не более 5,0 мг/л, остаточная карбонатная жесткость — не более 400 при наличии пиковых водогрейных котлов и 700 мкг-экв/л при их отсутствии.

На ответвлении к системе горячего водоснабжения (см. рис. 8.4) установлен регулятор температуры 10, получающий команду по температуре водопроводной воды после подогревателя 11. Охлажденная в водо-водяном подогревателе 11 сетевая вода поступает в обратную линию. Такая схема подключения отопления и горячего водоснабжения называется *параллельной*.

На схеме III рис. 8.4 показано двухступенчатое последовательное присоединение установки горячего водоснабжения и отопительной установки, получившее широкое применение. В этой схеме поток сетевой воды из подающей линии также разветвляется: один поток через регулятор расхода 5 направляется в систему отопления, а другой — в подогреватель водопроводной воды 12. Этот подогреватель является второй ступенью подогрева воды для горячего водоснабжения. В нем вода нагревается до требуемой санитарными нормами температуры 60 °С. За подогревателем 12 на потоке сетевой воды установлен регулятор температуры 10, после которого сетевая вода вливается в основной поток воды на отопление перед элеватором 7. В линию обратной сетевой воды включен подогреватель водопроводной воды первой ступени 13. Регулятор температуры 10 управляет пропуском сетевой воды через подогреватель 12, прекращая его совсем в том случае, когда водопроводная вода уже в нижней ступени подогрева нагревается до заданной температуры 60 °С. Регулятор расхода 5 обеспечивает постоянство общего расхода сетевой воды на абонентский ввод, получая команду по перепаду давлений в сопле элеватора.

Основная идея описанной схемы состоит в том, что она позволяет осуществить совместное регулирование отпуска теплоты на отопление и горячее водоснабжение. При этом переменная тепловая нагрузка горячего водоснабжения покрывается без установки аккумуляторов горячей воды — за счет изменения отпуска теплоты на отопление. Так, при росте нагрузки горячего водоснабжения регулятор температуры увеличивает пропуск воды через вторую ступень подогрева водопроводной воды, в результате чего температура сетевой воды перед элеватором сни-

жается, а отпуск теплоты на отопление при неизменном расходе сетевой воды сокращается. Такое кратковременное сокращение отпуска теплоты на отопление в часы утреннего и вечернего пиков нагрузки горячего водоснабжения возможно благодаря аккумулярующей способности зданий, сохраняющих температуру в помещениях. Зато в ночные часы, когда нагрузка горячего водоснабжения резко сокращается (в жилых домах практически до нуля), отпуск теплоты на отопление возрастает и превышает заданный. В результате получается некоторый избыточный поток, компенсирующий недотоп в дневные часы.

В целом за сутки абонент получает расчетное количество теплоты на отопление.

Благодаря установке первой ступени подогрева водопроводной воды температура сетевой воды в обратной линии дополнительно снижается и вода приходит на ТЭЦ с более низкой температурой, чем при параллельной схеме, что способствует снижению давления отборного пара.

Описанные схемы присоединения отопительных систем являются *зависимыми*, а схемы присоединения систем горячего теплоснабжения *независимыми*.

Зависимой схемой присоединения называется такая схема, в которой сетевая вода непосредственно поступает в абонентские приборы.

Чугунные отопительные приборы допускают давление до 0,6 МПа. В тех случаях, когда приходится поддерживать более высокое давление воды, применяя независимую схему присоединения (схема IV на рис. 8.4), при которой сетевая вода из подающей линии проходит через водоподогреватель 14. В последнем нагревается вода, циркулирующая в системе отопления с помощью насоса 15.

Система теплоснабжения, показанная на рис. 8.4, называется *закрытой*, так как системы горячего водоснабжения во всех вариантах присоединены по независимой схеме. При закрытой системе сетевая вода циркулирует в системе теплоснабжения.

Помимо закрытой, применяется также *открытая* система, при которой установки горячего водоснабжения присоединены к подающей линии по зависимой схеме.

При открытой системе горячего водоснабжения расход обратной сетевой воды, возвращаемой на ТЭЦ, меняется в соответствии с изменением водоразбора в течение суток. Забираемая из тепловой сети вода заменяется на ТЭЦ химически очищенной водой, подпитываемой в обратную линию на ТЭЦ. Для обеспечения равномерной подпитки и умень-

шения потребной производительности химводоочистки на ТЭЦ или в тепловых сетях устанавливают аккумуляторные баки, емкость которых принимается равной усредненному за сутки шестичасовому расходу воды на горячее водоснабжение.

При выборе типа системы теплоснабжения рекомендуется проводить технико-экономическое сопоставление закрытой и открытой систем.

При открытой системе удешевляются абонентские вводы, так как отпадают подогреватели водопроводной воды, но возрастают затраты на химическую водоочистку вследствие увеличения подпитки тепловой сети из-за непосредственного водоразбора. Стоимость очистки сырой воды тем выше, чем более минерализована исходная вода. Чем выше качество исходной сырой воды, тем более благоприятны условия для применения открытой системы. Сырую воду на химическую водоочистку берут из сбросного циркуляционного водовода при температуре 20—35 °С, что дает возможность утилизации сбросной теплоты. Смешение обратной сетевой воды и более холодной подпиточной воды дает некоторое снижение температуры сетевой воды перед сетевыми подогревателями, что снижает давление теплофикационного отбора.

Расчетный расход сетевой воды на горячее водоснабжение, примерно равный среднесуточному, определяется из выражения

$$G_{г.в} = \frac{Q_{г.в}^p}{(t_r - t_x) c_v}, \quad (8.12)$$

где c_v — теплоемкость воды (4,19 кДж/кг); t_r — температура горячей воды (60 °С); t_x — температура холодной воды из водопровода.

Для дальнего теплоснабжения при открытой системе проф. В. Б. Пакшвером была предложена однетрубная транзитная магистраль от ТЭЦ до смесительного пункта в городе. По этой магистрали должна передаваться сетевая вода с расходом, равным среднесуточному расходу на горячее водоснабжение. Распределительная сеть выполняется двухтрубной. Колебания в расходе воды на горячее водоснабжение в течение суток компенсируются аккумулятором сетевой воды, устанавливаемым в смесительном пункте вместе с сетевым и подпиточным насосами. При малом водоразборе (в ночные часы) аккумулятор заполняется водой из обратной магистрали. При большом водоразборе вода из аккумулятора забирается насосом и подается на вход сетевого насоса. Постоянство расхода воды в подающей транзитной магистрали поддерживается регулятором расхода на вводе в смесительный пункт.

Предлагается поддерживать повышенный температурный график с максимальной температурой 180 °С, при этом осуществлять многоступенчатый подогрев, используя нерегулируемые отборы пара из турбины. Расход сетевой воды в однетрубной транзитной магистрали

$$G_{о.м} = \frac{Q_{с.в}^p \alpha_{тэп}}{c_v t_{п.м} - c_v t_{подп}}. \quad (8.12a)$$

В то же время расход в подающей транзитной магистрали, являющийся подпиточным для распределительной системы, должен быть равен расчетному расходу на горячее водоснабжение $G_{о.м} = G_{г.в}^p$, что накладывает ограничения на температуру воды в подающей магистрали $t_{п.м}$. Последняя, таким образом, зависит от доли тепловой нагрузки на горячее водоснабжение.

Пиковые водогрейные котлы при однетрубной транзитной схеме устанавливают в конце магистрали после смешения. Следует отметить, что и при двухтрубной системе при значительном удалении ТЭЦ от города рекомендуется устанавливать водогрейные котлы в городе с целью повышения надежности теплоснабжения в случае аварии в транзитных магистралях.

Открытые системы теплоснабжения находят применение как в европейской части (Лепинград, Ярославль, Иваново и др.), так и в восточных районах (Омск, Ташкент и др.) нашей страны. В большинстве районов применяется закрытая система теплоснабжения, к числу недостатков которой следует отнести повышенную коррозию подогревателей и трубопроводов со стороны недеаэрированной водопроводной воды. В качестве защитных мер против коррозии применяют коррозионностойкие материалы (оцинкованные трубы), а также холодную деаэрацию с помощью сталестружечных фильтров.

8.3. Регулирование отпуска теплоты с горячей водой

Как было показано выше, отопительная и вентиляционная тепловые нагрузки однозначно зависят от температуры наружного воздуха $t_{н.в}$. Поэтому необходимо регулировать отпуск теплоты в соответствии с изменениями нагрузки. Применяется преимущественно центральное регулирование, осуществляемое на ТЭЦ и дополняемое местными автоматическими регуляторами.

При центральном регулировании возможно применять либо количественное регулирование, сводящееся к изменению расхода сетевой воды в подающей линии при неизмен-

ной ее температуре, либо качественное, при котором расход воды остается постоянным, а меняется ее температура.

Серьезным недостатком количественного регулирования является вертикальная регулировка отопительных систем, означающая неодинаковое перераспределение сетевой воды по этажам. Поэтому применяется обычно качественное регулирование, для которого должны быть рассчитаны температурные графики тепловой сети для отопительной нагрузки в зависимости от наружной температуры $t_{н.в.}$.

Температурный график для подающей и обратной линий характеризуется значениями расчетных температур в подающей и обратной линиях $t_{п.с}^p$ и $t_{о.с}^p$ при расчетной наружной температуре $t_{н.в.}^p$. Так, график 150—70 °С означает, что при расчетной наружной температуре $t_{н.в.}^p$ максимальная (расчетная) температура в подающей линии составляет $t_{п.с}^p = 150$ и в обратной линии — $t_{о.с}^p = 70$ °С. Соответственно расчетная разность температур $\delta t_c^p = 150 - 70 = 80$ °С. Нижняя расчетная температура температурного графика 70 °С определяется необходимостью подогрева водопроводной воды для нужд горячего водоснабжения до $t_{г.в.} = 60$ °С, что диктуется санитарными нормами.

Верхняя расчетная температура определяет минимально допустимое давление воды в подающих линиях, исключающее вскипание воды, а следовательно, и требования к прочности, и может меняться в некотором диапазоне: 130, 150, 180, 200 °С. Повышенный температурный график (180, 200 °С) может потребоваться при присоединении абонентов по независимой схеме, что позволит во втором контуре сохранить обычный график 150—70 °С. Повышение расчетной температуры сетевой воды в подающей линии приводит к снижению расхода сетевой воды, что снижает затраты на тепловую сеть, но также снижает

выработку электроэнергии на тепловом потреблении. Выбор температурного графика для системы теплоснабжения должен быть подтвержден технико-экономическим расчетом по минимуму приведенных затрат для ТЭЦ и тепловой сети.

Тепловая нагрузка ТЭЦ с горячей водой

$$Q_{с.в.} = G_{с.в.} c_v (t_{п.с} - t_{о.с}). \quad (8.13)$$

Из этого соотношения видно, что отпуск теплоты меняется при изменении расхода сетевой воды или перепада температур.

Отпуск теплоты в отопительной системе

$$Q_{от} = KF \Delta t. \quad (8.14)$$

Здесь F — площадь поверхности теплообмена отопительного прибора; K — коэффициент теплопередачи от воды, проходящей внутри прибора, к воздуху внутри помещения; Δt — температурный напор между греющей средой (горячей водой) и воздухом помещения.

При расчете температурных графиков применяется методика проф. Е. Я. Соколова, использующая безразмерные характеристики теплообменников системы отопления.

Температурный график приведен на рис. 8.7 и именно в таком виде он используется, так как позволяет в зависимости от $t_{н.в.}$ назначать $t_{п.о.}$ и $t_{о.от.}$. Так как по условиям подогрева воды для горячего водоснабжения до 60 °С температура сетевой воды в подающей линии не должна быть ниже 70—75 °С, на рис. 8.7 показана срезка температурного графика при 75 °С, что определяет также срезку и графика обратной температуры. На участке срезки расход сетевой воды снижается, так как $Q_{от}$ уменьшается, а δt_c остается постоянным.

Описанный выше температурный график предназначен для отопительной системы. Между тем необходимо учитывать и теплообменники горячего водоснабжения. За основу принимается указанный выше температурный график для отопительной системы. Расход сетевой воды равен расходу воды на отопление (при двухступенчатой схеме присоединения подогревателей горячего водоснабжения). Для того чтобы обеспечить подогрев водопроводной воды в подогревателе второй ступени, температура в подающей линии должна превышать температуру на отопление $t_{п.о.}$ на значения $\Delta t_{п.с.}$. Тогда температура сетевой воды в подающей линии

$$t_{п.с.} = t_{п.о.} + \Delta t_{п.с.} \quad (8.15)$$

Температура в обратной линии после подогревателя горячего водоснабжения первой ступени $t_{о.с.}$ должна быть на значение $\Delta t_{о.с.}$

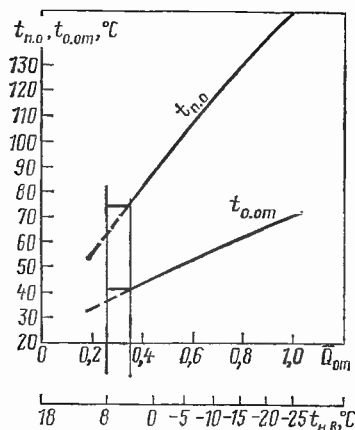


Рис. 8.7. Температурный график тепловой сети в зависимости от $t_{н.в.}$ или $\bar{Q}_{от}$

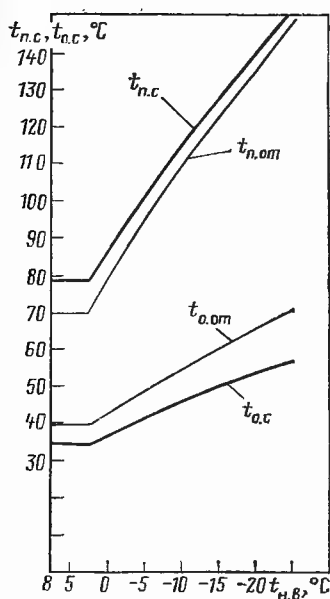


Рис. 8.8. Температурные графики тепловой сети с учетом горячего водоснабжения

Построенные по приведенным формулам графики приведены на рис. 8.8 (при $\rho_{г.в.} = 0,25$).

8.4. Покрытие отопительной нагрузки на ТЭЦ

На рис. 8.9 приведен график продолжительностей тепловых нагрузок для отопительной ТЭЦ.

К отопительной нагрузке $Q_{от}^p$ добавляется постоянная в течение отопительного сезона нагрузка горячего водоснабжения $Q_{г.в.}^p$, в результате чего получается график продолжительностей тепловых нагрузок за отопительный сезон. Этот график имеет пиковый характер. Принято базовую часть графика покрывать паром отопительных отборов теплофикационных турбин, а пиковую часть — из пиковых источников теплоты. В качестве последних применяют пиковые водогрейные котлы.

Если по оси ординат отложить значение номинальной тепловой мощности теплофикационных отборов $Q_{т.ном}$ и провести горизонтальную линию до пересечения с кривой продолжительностей отопительных нагрузок, то эта линия разделит график тепловых нагрузок на базовую часть $Q_{т.о.с.}$ и на пиковую часть $Q_{п.н.т.}^{o.c.}$ (количество теплоты, полученной от пиковых источников за отопительный сезон).

Отношение $Q_{т.ном} / (Q_{т.ном} + Q_{п.н.т.}) = \alpha_{тэц}$ называется коэффициентом теплофикации и показывает долю номинального отопительного отбора от расчетной тепловой нагрузки.

Значение $Q_{п.н.т.}^{o.c.}$ можно подсчитать, используя формулу (8.56):

$$Q_{п.н.т.}^{o.c.} = \int_0^{\tau_{от}} Q_{от} d\tau - (Q_{т.ном} - Q_{г.в.}^p) \tau'_{от}.$$

ниже температуры воды после отопления $t_{o,от}$

$$t_{o,c} = t_{o,от} - \Delta t_{o,c}. \quad (8.16)$$

Расчет значений $\Delta t_{п.с.}$ и $\Delta t_{o,c.}$ ведется по так называемой «балансовой» нагрузке горячего водоснабжения $Q_{г^6} = \xi Q_{г.в.}^{cp}$, которая обеспечивает суточный баланс теплоты на отопление. При отсутствии аккумуляторов горячей воды у абонентов $\xi = 1,2$.

Поскольку в расчет вводится постоянная тепловая нагрузка горячего водоснабжения $Q_{г^6}$, то при постоянном расходе сетевой воды сумма $\Delta t_{п.с.} + \Delta t_{o,c.} = \Delta t$ является также постоянной для всех значений $t_{н.в.}$ и равна:

$$\Delta t = \frac{Q_{г^6}}{Q_{от}} (t_{п.о}^p - t_{o,от}^p). \quad (8.17)$$

Наибольшее значение $\Delta t_{o,от}$ имеет место при $t_{н.в.}^p$:

$$\Delta t_{o,от} = \frac{Q_{г^6}}{Q_{от}^p} \frac{t'_г - t_x}{t'_г - t_x} (t_{п.о}^p - t_{o,от}^p), \quad (8.18)$$

где t_g — температура горячей воды после подогревателя второй ступени; $t'_г$ — то же после подогревателя первой ступени; t_x — температура холодной воды.

Значение $t'_г$ определяют, задаваясь температурным напором на выходе из подогревателя второй ступени при $t_{н.в.}^p$:

$$\vartheta_{II} = t_{п.о}^p - t'_г. \quad (8.19)$$

Обычно принимают $\vartheta_{II} = 5 \div 10^\circ \text{C}$. Далее

$$\Delta t_{п.с.} = \Delta t_{п.с.}^p \frac{t_{п.о} - t_x}{t'_{п.с.} - t_x}; \quad (8.20)$$

$$\Delta t_{o,от} = \Delta t - \Delta t_{п.с.} \quad (8.21)$$

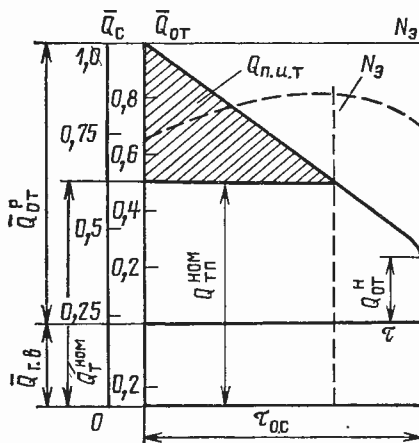


Рис. 8.9. График продолжительности тепловых нагрузок

После подстановки $Q_{от}$ из (8.5б) и интегрирования имеем

$$Q_{п.и.т}^{o.c} = Q_{п.и.т}^p \tau'_{от} - \frac{Q_{от}^p}{\tau_{o.c}^\lambda} (1-f) (\tau'_{от})^{\frac{1-f_0}{1-f}}. \quad (8.22)$$

Значение $\tau'_{от}$ определяется из (8.5) при $Q_{от} = Q_{т}^{ном} - Q_{г.в}^p$:

$$\tau'_{от} = \tau_{o.c} \left[\left(1 - \frac{Q_{т}^{ном} - Q_{г.в}^p}{Q_{от}^p} \right) \frac{1}{1-f_0} \right]^{\frac{1-f}{1-f_0}}. \quad (8.23)$$

Используя полученные соотношения, находим долю пиковой отопительной нагрузки за отопительный сезон:

$$\mu_{п.и.т}^{o.c} = \frac{Q_{п.и.т}^{o.c}}{Q_{от}^{o.c}} = \frac{Q_{п.и.т}^p \tau'_{от} - Q_{от}^p (1-f) (\tau'_{от})^{\frac{1-f_0}{1-f}}}{Q_{от}^p f}.$$

После подстановки $\tau'_{от}$ из (8.23) и преобразований получим:

$$\mu_{п.и.т}^{o.c} = \frac{1}{f(1/\lambda + 1)(1-f_0)^{1/\lambda}} \left(\frac{Q_{п.и.т}^p}{Q_{от}^p} \right)^{(1/\lambda + 1)}. \quad (8.24)$$

Пример. Определение характеристик отопительного сезона. Выше уже приводились данные для климатического района II-B: $\tau_{o.c} = 5064$ ч; $t_{п.в}^p = -25,2^\circ\text{C}$; $f = 0,491$; $f_0 = 0,2315$; $\lambda = 0,51$;

$$Q_{от} = Q_{от}^p (1 - 0,0099\tau_{o.c}^{0,51}).$$

Рассмотрим теплофикационный энергоблок: турбина Т-175-130; $Q_{т}^{ном} = 313,2$ МВт (270 Гкал/ч); водогрейный котел КВГМ-180; $Q_{п.и.т}^p = 208,8$ МВт (180 Гкал/ч).

$$\alpha_{тэц} = \frac{313,2}{313,2 + 208,8} = 0,6.$$

Таким образом,

$$Q_{с.в}^p = Q_{т}^{ном} + Q_{п.и.т}^p = 313,2 + 208,8 = 522 \text{ МВт}.$$

Принимаем долю горячего водоснабжения $\mu_{г.в} = 0,2$;

$$Q_{г.в}^p = 0,2 \cdot 522 = 104,4 \text{ МВт};$$

$$Q_{от}^p = Q_{с.в}^p - Q_{г.в}^p = 522 - 104,4 = 417,6 \text{ МВт}.$$

Переходим к расчету $Q_{п.и.т}^{o.c}$. Сначала рассчитаем $\tau'_{от}$:

$$\begin{aligned} \tau'_{от} &= 5064 \left[\left(1 - \frac{208,8}{417,6} \right) \frac{1}{(1 - 0,2315)} \right]^{\frac{1-0,491}{0,491-0,2315}} = \\ &= 5064 \left(\frac{0,5}{0,7685} \right)^{1,96}; \\ \tau'_{от} &= 2178 \text{ ч}; \end{aligned}$$

$$Q_{п.и.т}^{o.c} = 208,8 \cdot 2178 - \frac{417,6}{5064^{0,51}} (1 - 0,491) \cdot 2178^{1,51} =$$

$$= 454\,766 - 301\,051 = 153\,715 \text{ МВт}\cdot\text{ч};$$

$$Q_{от}^{o.c} = Q_{от}^p \tau_{от}^f = 417,6 \cdot 5064 \cdot 0,491 = 1038330,6 \text{ МВт}\cdot\text{ч}.$$

Доля $Q_{п.и.т}^{o.c}$ равна:

$$\mu_{п.и.т}^{o.c} = \frac{Q_{п.и.т}^{o.c}}{Q_{от}^{o.c}} = \frac{153\,715}{1038330,6} = 0,148.$$

Полный отпуск теплоты за отопительный сезон

$$Q_{с.в}^{o.c} = Q_{от}^{o.c} + Q_{г.в}^p \tau_{o.c} =$$

$$= 1038330,6 + 104,4 \cdot 5064 = 1567012,2 \text{ МВт}\cdot\text{ч}.$$

Доля отпуска теплоты из пиковых котлов от полного отпуска:

$$\mu_{пит}^{с.в.о.с} = \frac{Q_{п.и.т}^{o.c}}{Q_{с.в}^{o.c}} = \frac{153\,715}{1567012,2} = 0,0981.$$

Таким образом, при $\alpha_{тэц} = 0,6$ для данного климатического района доля пиковой отопительной нагрузки составляет только 14,8 %, а с учетом $Q_{г.в}$ равна 9,81 % за отопительный сезон.

Произведем проверку по (8.24):

$$\begin{aligned} \mu_{п.и.т}^{o.c} &= \frac{1}{0,491 \left(\frac{1}{0,51} + 1 \right) (1 - 0,2315)^{\frac{1}{0,51}}} \times \\ &\times \left(\frac{208,8}{417,6} \right)^{1/0,51+1} = 0,098. \end{aligned}$$

При расчете по (8.24) мы получаем сразу конечный результат, но при этом опускаем ряд важных промежуточных величин.

8.5. Теплофикационные турбины с отопительными отборами

На отопительных ТЭЦ, предназначенных для теплоснабжения городов, устанавливают теплофикационные турбины с двумя отопительными отборами, из которых верхний обычно является регулируемым. На рис. 8.10 представлена схема турбины Т-100-130 с сетевой подогревательной установкой. Турбоустановка Т-100-130 обеспечивает двухступенчатый подогрев сетевой воды паром из двух теплофикационных отборов. Двухступенчатый подогрев сетевой воды увеличивает удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении, что окупает удорожание турбины из-за устройства двух отборов. Регулирующими органами являются две поворотные диафрагмы, установленные в ЦНД. В настоящее время турбинные заводы переходят от регулирования давления в теплофикационном отборе (в верхнем) к регулированию отпуска теплоты путем поддержания заданной температуры или разности температур сетевой воды.

При увеличении тепловой нагрузки теплофикационных отборов растет расход пара в турбину и сокращается пропуск пара в ЦНД путем перекрытия окон в регулирующих диафрагмах. При номинальном расходе пара на

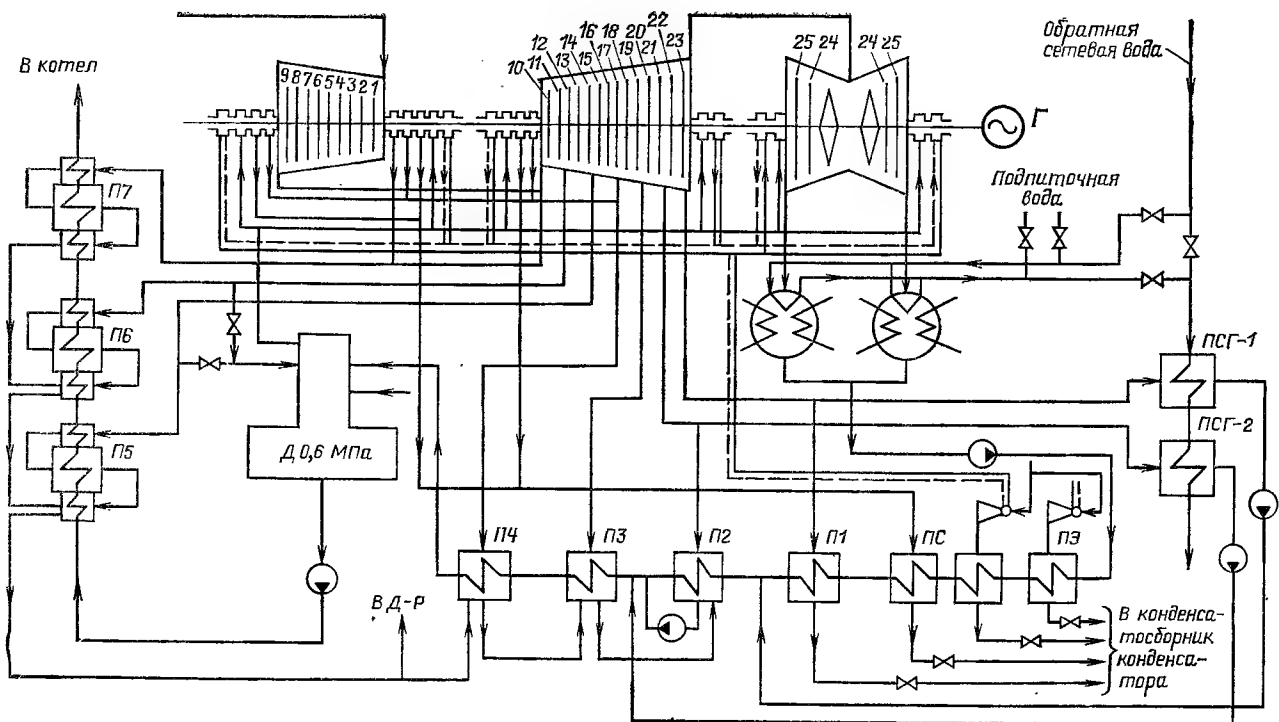


Рис. 8.10. Схема турбины Т-100-130

турбину и минимальном (вентиляционном) пропуске пара в ЦНД при полностью закрытых диафрагмах достигается номинальная тепловая нагрузка теплофикационных отборов.

Режимы при закрытых поворотных диафрагмах являются режимами работы по тепловому графику, так как при этих режимах электрическая мощность однозначно определяется тепловой нагрузкой теплофикационных отборов.

В турбоустановке Т-100-130 предусмотрена возможность утилизации теплоты вентилирующего ЦНД пара путем конденсации его сетевой водой, пропускаемой через специальный теплофикационный пучок в конденсаторе турбины. При этом осуществляется трехступенчатый подогрев сетевой воды при ухудшенном вакууме в конденсаторе. Этот режим протекает без потерь теплоты в конденсаторе. Однако для других теплофикационных турбин с более высокими лопатками последней ступени или при наличии промежуточного перегрева пара этот режим исключается по соображениям надежности ЦНД. Вентиляция ЦНД в других турбинах Уральского турбомоторного завода (ТМЗ) Т-250-240, Т-175-130 осуществляется охлажденным паром верхнего теплофикационного отбора, который подается в ресиверную трубу после установленной на ней специальной задвижки. Турбоустановка Т-100-130 может работать в режимах конденсационном или теплофикационных с одно-, двух- и трех-

ступенчатым подогревом. Для анализа режимов и их расчета турбину условно разбивают на отсеки: часть высокого давления (ЧВД) — от первой регулирующей ступени до камеры верхнего теплофикационного отбора; промежуточный отсек — ступени между двумя теплофикационными отборами; цилиндр низкого давления (ЦНД).

На рис. 8.11 приведены характеристики ЧВД, выражающие следующие зависимости:

$$N_{i\text{ЧВД}} = f(D_0 p_{t2}); D_{\text{ЧВД}}^{\text{вых}} = f(D_0, p_{t2}).$$

Здесь $N_{i\text{ЧВД}}$ — внутренняя мощность ЧВД; p_{t2} — давление в верхнем теплофикационном отборе; $D_{\text{ЧВД}}^{\text{вых}}$ — поток пара на выходе из ЧВД, т. е. за вычетом расходов пара на протечки через уплотнения и на регенеративные отборы.

С другой стороны в соответствии с рис. 8.10 имеем:

$$D_{\text{ЧВД}}^{\text{вых}} = D_{\text{с.п2}} + D_{\text{п.о}} + D_{\text{п2}},$$

где $D_{\text{п2}}$ — расход пара на регенеративный подогреватель П2; $D_{\text{п1}}$ — то же на П1; $D_{\text{п.о}} = f(p_{t2}, p_{t1})$ — пропуск пара через отсек между двумя отборами.

При режиме с полностью закрытыми поворотными диафрагмами имеем:

$$D_{\text{ЦНД}} = D_{\text{ЦНД}}^{\text{вент}}; D_{\text{п1}} = 0.$$

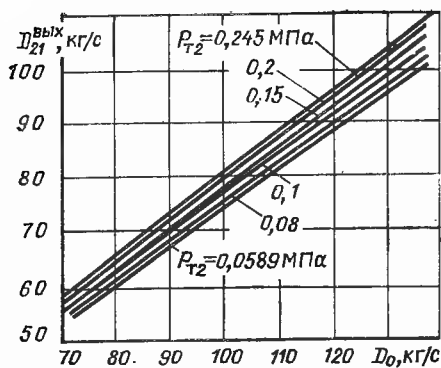


Рис. 8.11. Характеристики ЧВД турбины Т-100-130

При режиме с вентиляцией ЦНД охлажденным паром

$$D_{\text{цнд}}=0; D_{\text{ш}}=0;$$

$$D_{\text{п.о}}=D_{\text{с.п.1}}.$$

Расчет теплофикационного режима следует начать с «хвоста» турбины, а именно, с определения давлений теплофикационных отборов $p_{т1}$ и $p_{т2}$.

Рассмотрим методику расчета давлений отопительных отборов $p_{т1}$ и $p_{т2}$ по известным характеристикам турбины и по заданному режиму тепловой нагрузки.

Давление греющего пара в сетевом подогревателе $p'_{т.н}$ определяется температурой его конденсации $t'_{в.н}$:

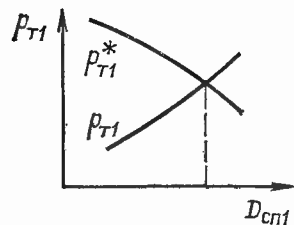
$$t'_{т.н} = t_{о.с} + \frac{Q_{т}}{c_{в}G_{с.в}} + \vartheta_{с.п}, \quad (8.25)$$

где $\vartheta_{с.п}$ — недогрев сетевой воды до температуры насыщения греющего пара в сетевом подогревателе.

По значению $t'_{т.н}$ и таблицам водяного пара находим $p'_{т.н}$; далее $p_{т1}=p'_{т.н}+(0,005 \div 0,01)$ МПа.

Давление пара в нижнем отопительном отборе устанавливается в соответствии с конденсирующей способностью нижнего сетевого подогревателя (8.25) и с пропускной способ-

Рис. 8.12. Графическое решение уравнений (8.25) и (8.26)



ностью промежуточного отсека, выражаемой формулой Флюгеля:

$$p_{т1}^* = \sqrt{p_{т2}^2 - \left(\frac{D_{п.о}}{D_{п.о0}}\right)^2 (p_{т2,о}^2 - p_{т1,о}^2)}, \quad (8.26)$$

где $D_{п.о0}$, $p_{т2,о}$, $p_{т1,о}$ — расчетные значения величин. Совместное графическое решение (8.25) и (8.26) (рис. 8.12) дает искомые значения $p_{т1}$, $D_{с.п1}$, $D_{п.о}$, что позволяет определить $D_{\text{чвд}}^{\text{вх}}$, а по рис. 8.11 — D_0 и $N_{\text{чвд}i}$.

Суммарная внутренняя мощность турбины

$$N_i = N_{\text{чвд}i} + N_{\text{п.о}i} + N_{\text{цнд}i}. \quad (8.27)$$

Значения $N_{\text{п.о}i}$ и $N_{\text{цнд}i}$ могут быть подсчитаны по значениям $D_{п.о}$ и $D_{\text{цнд}}$ с построением процесса расширения пара в турбине.

При полностью закрытой диафрагме $N_{\text{цнд}i}=0$ и даже может быть меньше нуля при трехступенчатом подогреве, так как с повышением $p_{к}$ растут потери на трение в ЦНД.

Г. А. Шапиро для режима с противодавлением турбины Т-100-130 рекомендует

$$N_{\text{цнд}i} = -80 p_{к}. \quad (8.28)$$

В настоящее время широко применяются турбины с отопительными отборами: Т-110-130; Т-175-130; Т-180-130; Т-250-240.

В табл. 8.2 приведены данные по указанным турбоустановкам.

На рис. 8.13—8.15 приведены тепловые схемы турбин Т-250-240, Т-175-130 и Т-180-130.

В настоящее время для теплофикационных турбин с промышленным и отопительным ре-

Таблица 8.2

Характеристика	Т-110-130	Т-175-130	Т-180-130	Т-250-240
Номинальная тепловая мощность отборов, МВт (Гкал/ч)	208,8 (180)	313,2 (270)	290 (250)	382,8 (330)
Номинальная электрическая мощность, МВт	110	175	180	250
Максимальная электрическая мощность, МВт	120	210	210	300
Максимальный расход пара на турбину, т/ч	480	780	670	950
Удельный расход теплоты на конденсационном режиме, кДж/(кВт·ч) [Ккал/(кВт·ч)]	9021 (2153)	8824 (2106)	8459,6 (2019)	7990,3 (1907)

гулируемыми отборами применяются два отопительных отбора. Примером является турбина ЛМЗ ПТ-80-130/13, тепловая схема которой приведена на рис. 8.16. Турбина ПТ-80-130 пришла на смену турбине ПТ-60-130. При увеличении пропуска пара в ЦВД с 420 до 470 т/ч существенно повышается как электрическая мощность, так и мощность отборов. Длина турбины вместе с генератором возрастает всего лишь на 1,15 м. К турбине можно устанавливать котел 500 т/ч, как к турбине Т-110-130. Все удельные показатели турбины ПТ-80-130 превосходят показатели турбины ПТ-60-130. Регулирование давления верхнего отопительного отбора осуществляется с помощью одной регулирующей диафрагмы, установленной в камере нижнего отопительного отбора.

При производственном отборе $D_{\text{п}}=185$ т/ч, сумме отопительных отборов $\Sigma D_{\text{т}}=132$ т/ч, расходе пара на турбину 470 т/ч, при номинальных параметрах свежего пара и номинальных давлениях в отборе, при расчетной температуре охлаждающей воды $t_{\text{вл}}^{\text{р}}=20^{\circ}\text{C}$

и расходе ее $G_{\text{ц.в}}=8000$ т/ч турбина развивает номинальную мощность 80 МВт.

При $D_{\text{п}}=300$ т/ч и $p_{\text{п}}=1,3$ МПа, при отсутствии отопительных отборов $N=70$ МВт. При номинальной мощности $N_{\text{н}}=80$ МВт без отопительных отборов $D_{\text{п}}=245$ т/ч. При $\Sigma D_{\text{т}}=200$ т/ч и отключенном производственном отборе $N_{\text{в}}=76$ МВт. Максимальная мощность 100 МВт достигается при максимальном расходе пара $D_0=470$ т/ч и пониженных отборах пара. Диаграмма режимов турбины ПТ-80, приведенная в типовой энергетической характеристике (рис. 8.16,б), значительно отличается от диаграммы режимов турбины ПТ-60 (см. рис. 7.6,б).

Теплофикационные турбины с отопительными отборами Т-250-240 и Т-180-130 разработаны на базе конденсационных турбин К-300-240 и К-210-130 с сохранением того же ЦВД и того же расчетного пропуска пара в конденсатор. Это предопределяет максимальную мощность при конденсационном режиме и возможность работать с теми же котлами,

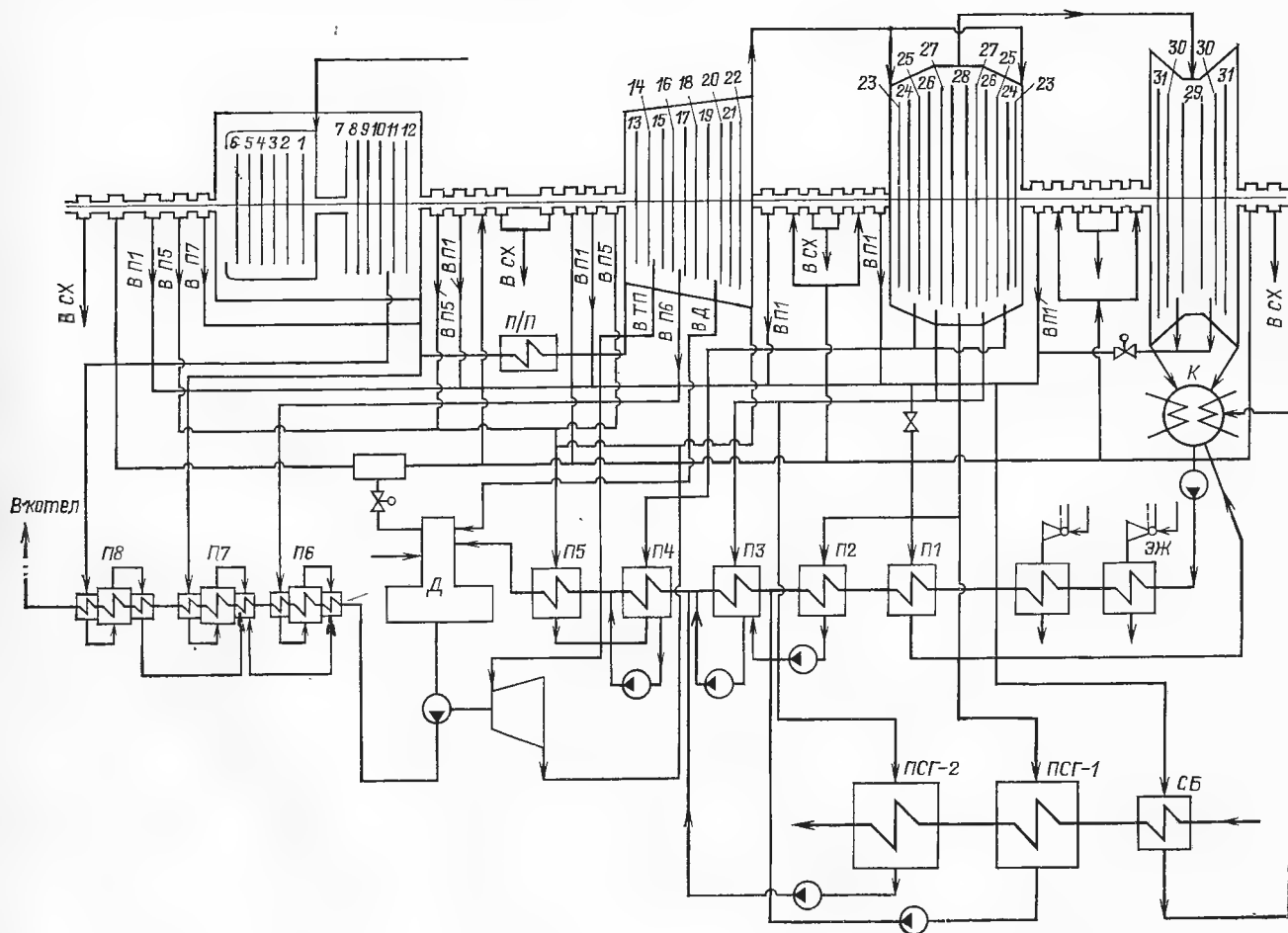


Рис. 8.13. Тепловая схема турбины Т-250-240:
СХ — сальниковый холодильник; ТП — турбопривод

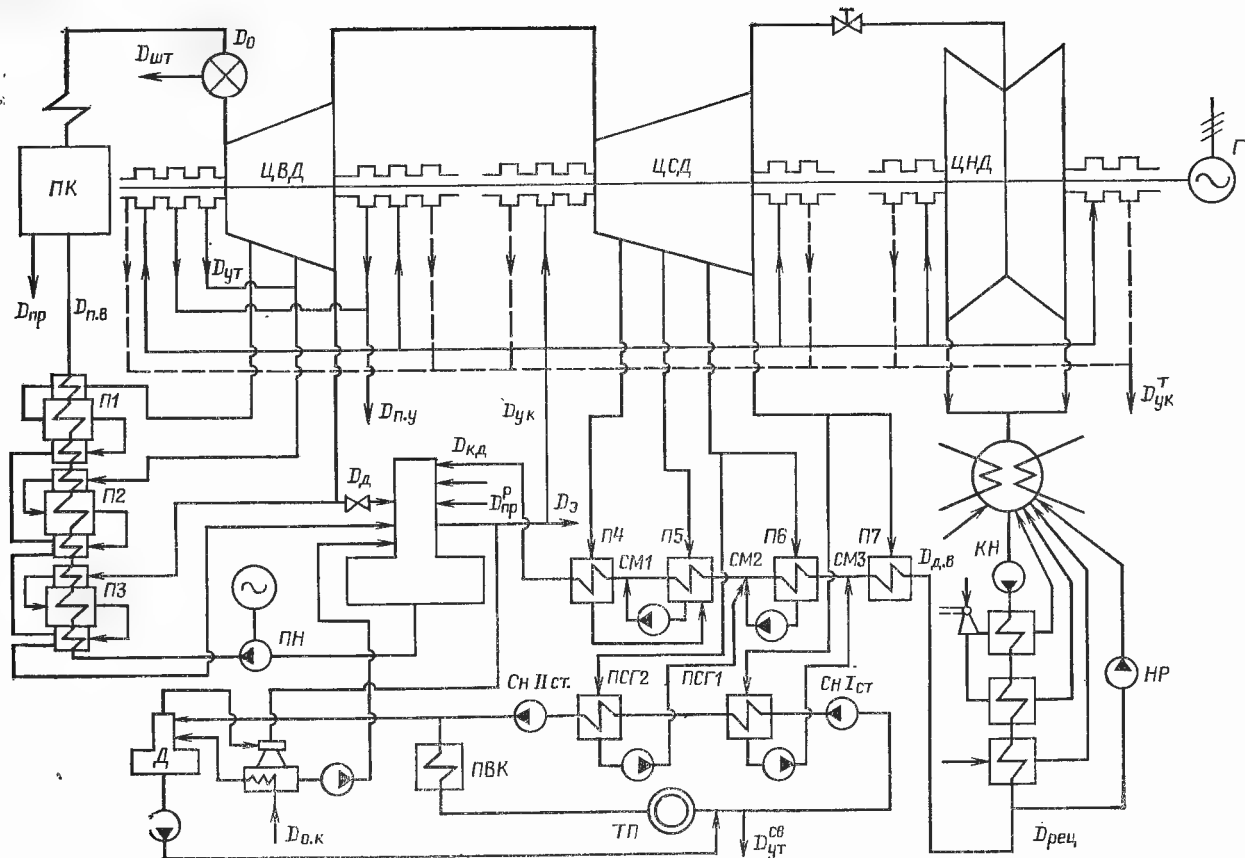


Рис. 8.14. Тепловая схема турбины Т-175-130

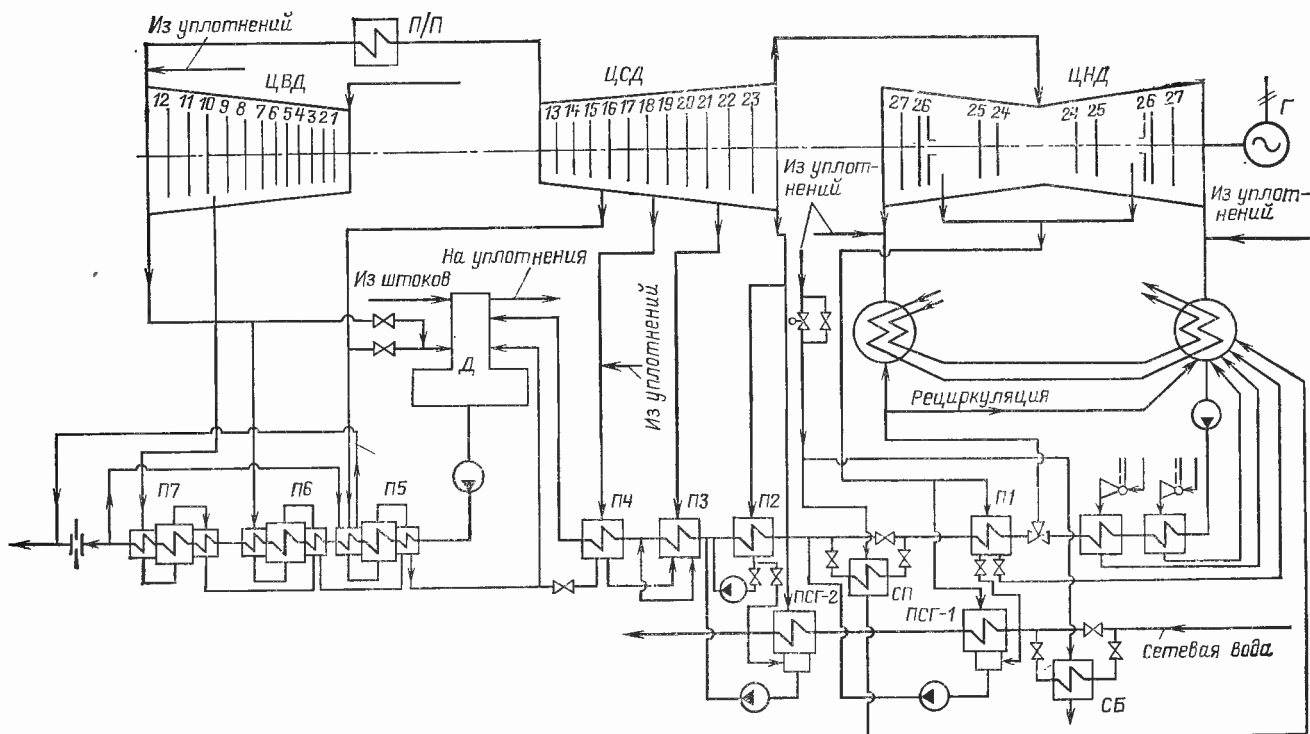
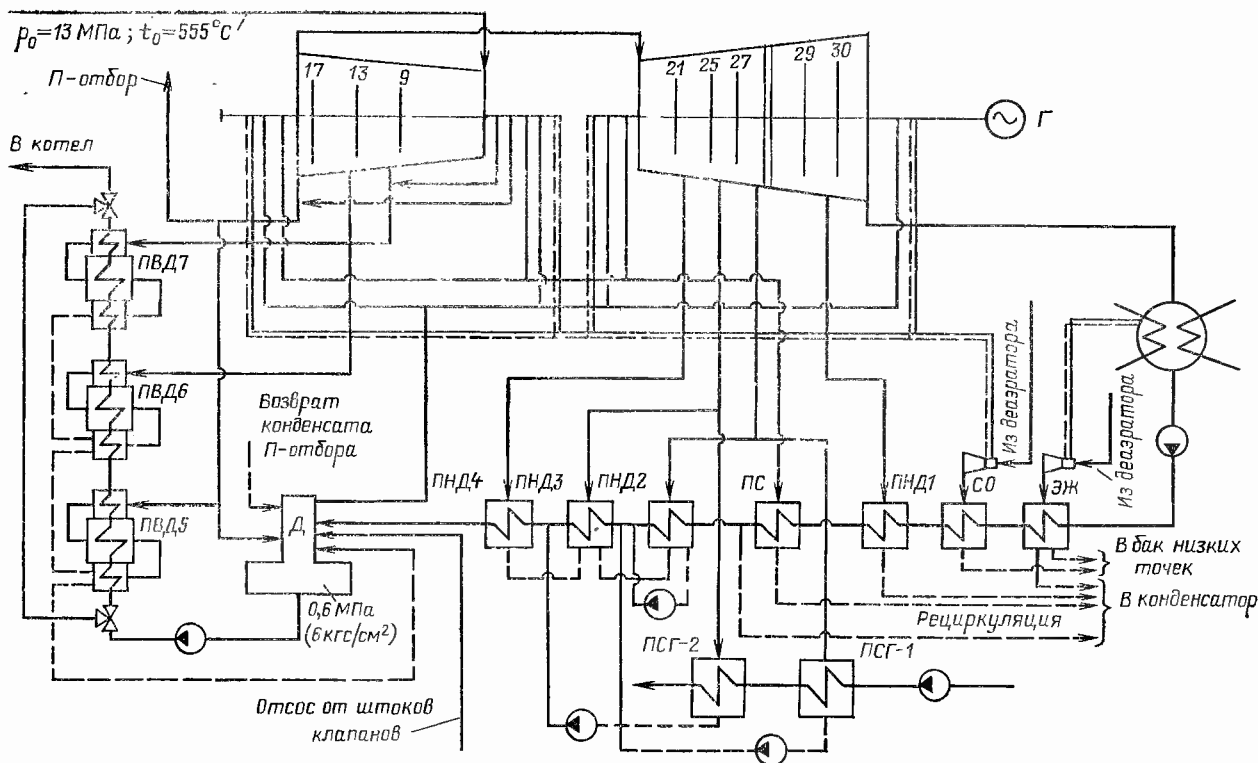
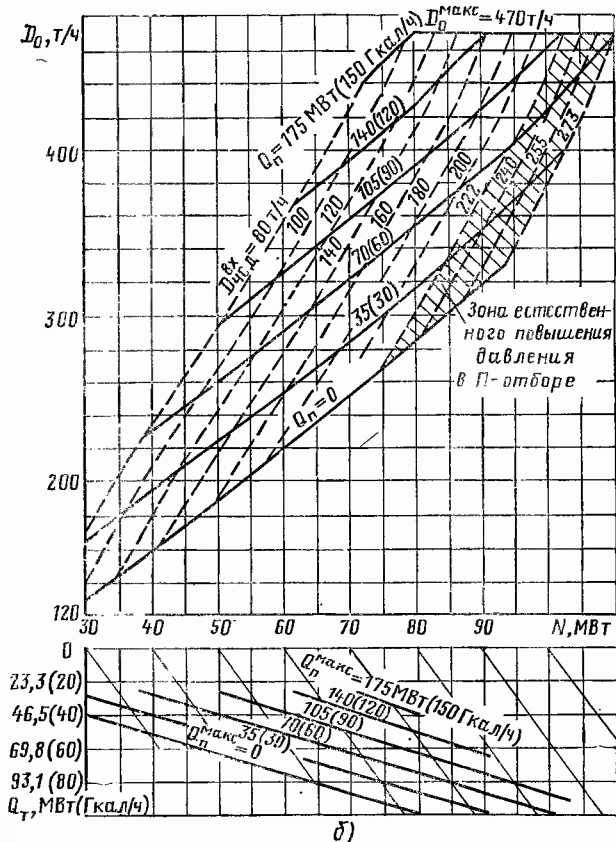


Рис. 8.15. Тепловая схема турбины Т-180-130



а)

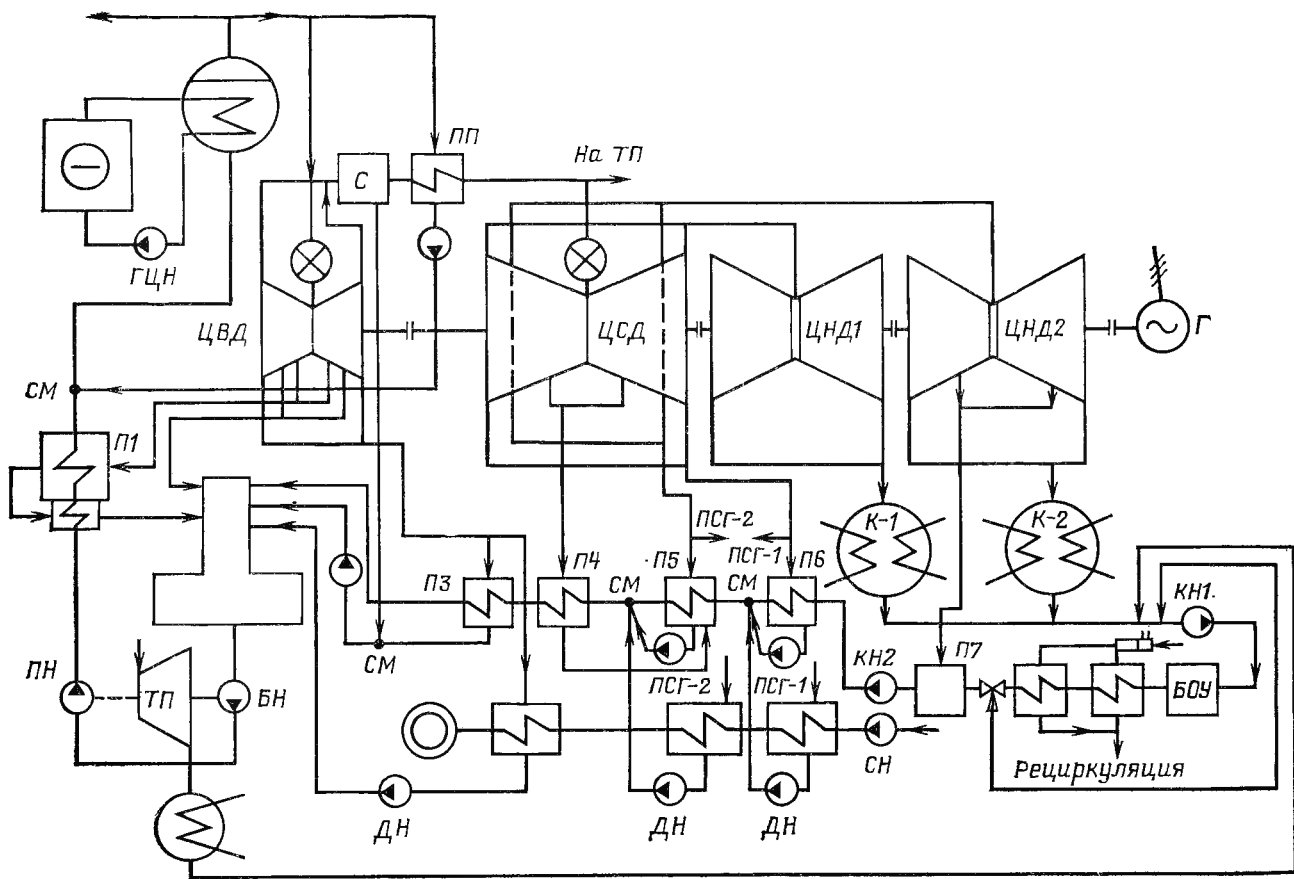
Рис. 8.16. Тепловая схема турбины ПТ-80-130 (а), диаграмма режимов (б)



которые устанавливаются на конденсационных энергоблоках 300 и 200 МВт.

Широкое применение получает реконструкция конденсационных энергоблоков в теплофикационные путем организации регулируемых отопительных отборов. В качестве примера можно привести реконструкцию энергоблока К-160 первой очереди Приднепровской ГРЭС в ТЭЦ для теплоснабжения г. Днепропетровска. Такая реконструкция позволяет ликвидировать сотни мелких котельных, снизить загазованность города и сэкономить топливо за счет выработки электроэнергии на тепловом потреблении. При организации регулируемого отбора из-за стесненной компоновки не удастся получить предельный отбор при минимальном пропуске пара в ЦНД. В результате теплофикационный режим осуществляется при значительном конденсационном потоке пара. Пиковая отопительная нагрузка частично покрывается паром после промежуточного перегрева и частично за счет пиковых котельных в городе.

Аналогично для теплоснабжения используют возможности АЭС, на которых работают конденсационные турбины с большим пропуском насыщенного пара.



Турбина на насыщенном паре для атомных ТЭЦ разработана на базе конденсационной турбины К-500-62. Тепловая схема турбины с двумя отопительными отборами Т-450-62 представлена на рис. 8.17.

Сетевая подогревательная установка включает в себя сетевые трубопроводы в пределах главного корпуса, сетевые подогреватели, сетевые насосы I и II ступени, конденсатные насосы сетевых подогревателей, узел подпитки тепловой сети.

17 для поддержания необходимой температуры перед водогрейным котлом независимо от заданной температуры прямой сетевой воды. Подпитка тепловой сети осуществляется подпиточным насосом 7, который получает деаэрированную химически очищенную воду из аккумулятораного бака 8. Сырая вода подается насосом сырой воды 9 через подогреватель сырой воды 10 на химическую водоочистку. Химически очищенная вода последовательно подогревается в водо-водяном теплообменнике 11, подогревателе 12 отборным паром и охладителе выпара 13 деаэратора подпитки тепловой сети 14 и после деаэратора перекачивающим насосом подается в аккумуляторный бак.

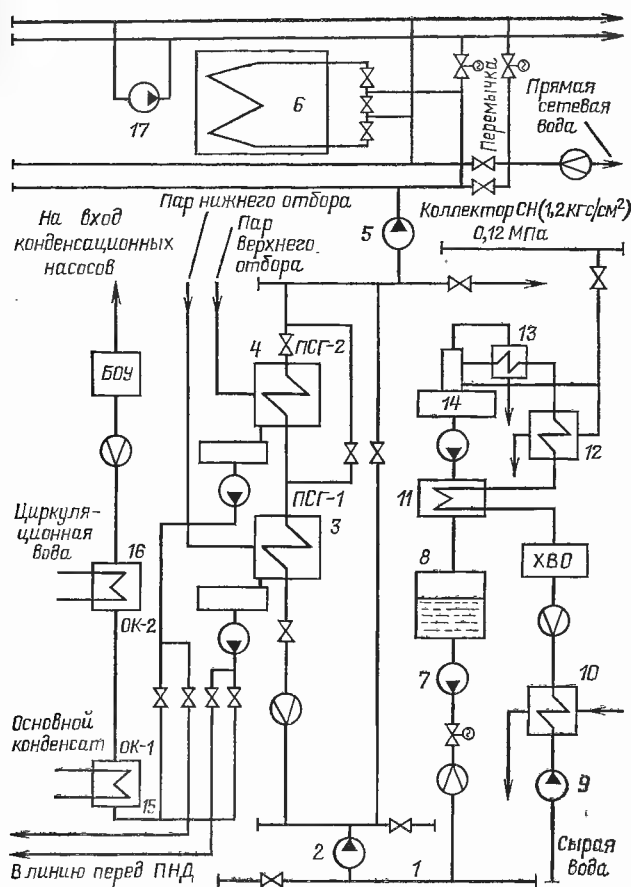


Рис. 8.18. Схема сетевой подогревательной установки

Предусмотрена также возможность подачи конденсата сетевых подогревателей непосредственно в линию основного конденсата турбины перед ПНД1 и ПНД2. В турбоустановках Т-100-130, Т-175-130, Т-180-130, работающих с барабанными котлами, БОУ отсутствует и конденсат сетевых подогревателей подается в линию основного конденсата.

Сетевые подогреватели имеют одинаковую конструкцию и площадь поверхности нагрева 5000 м², образуемой прямыми трубками из нержавеющей стали Х18Н10Т с диаметром Ø25×1 мм. Трубки развальцованы в трубных досках и обварены, что обеспечивает необходимую плотность соединений.

Подогреватели имеют четыре хода по водяной стороне, что обеспечивается перегородками в водяных камерах. Для компенсации температурных удлинений трубок на корпусе подогревателя предусмотрен линзовый компенсатор. Подогреватели горизонтального типа и во многом похожи на конденсаторы паровых турбин. Конструкция подогревателя ПСГ-5000-2,5-8-1 приведена на рис. 8.19.

Греющий пар поступает в корпус, конденсируется на трубных пучках и подогревает сетевую воду. Конденсат греющего пара стекает в нижнюю часть корпуса и через сужающиеся трубки сливается в конденсаторно-деаэрационный тип, в верхней части которого расположено устройство для струйно-барботажной деаэрации. Нижняя часть горизонтального конденсаторно-деаэрационного типа служит емкостью для регулирования уровня на входе конденсатных насосов сетевых подогревателей. Конденсат из подогревателя сливается на верхний перфорированный лист деаэрационного устройства, с которого струями стекает на щелевой лист барботера. Пар из VI отбора турбины поступает под щелевой лист барботера, проходит сквозь слой конденсата, затем проходит завесу конденсатных струй и поступает в охладитель выпара. Последний представляет собой горизонтальный теплообменник поверхностного типа, охлаждаемый сетевой водой. Паровоздушная смесь отводится из центра трубного пучка в линию отсоса, а конденсат выпара сливается через желоб в конденсаторно-деаэрационный тип. Подогреватель ПСГ-1 снабжен комплектом контрольно-измерительных приборов, средств автоматики, сигнализации и защиты. Так контролируются уровни конденсата как в корпусе, так и в конденсаторно-деаэрационном устройстве. Локальная защита при повышении уровня до первого предела дает команду на включение резервного конденсатного насоса и при повышении уровня до второго предела дает команды на открытие задвижки на обводе обоих ПСГ, на закрытие задвижки на сетевой воде перед ПСГ-1, на закрытие задвижки на паре к конденсаторно-деаэрационному ПСГ-1.

Для отсоса воздуха из ПСГ-1 предусмотрена эжекторная пароструйная установка. При хорошей плотности вакуумной системы и нормальном температурном напоре ПСГ-1 эжектор в работу не включается, и отсос воздуха производится в конденсатор.

Для турбин Т-175-130 и Т-180-130 сетевые подогреватели унифицированы с сетевыми подогревателями турбины Т-250-240, т. е. устанавливаются подогреватели ПСГ-5000-8-3,5, но с латунными трубками.

8.7. Пиковые водогрейные котлы

Выше уже было сказано о пиковой отопительной нагрузке и о ее доле в отопительном сезоне. На рис. 8.18 показано включение пикового водогрейного котла в установку подогрева сетевой воды на ТЭЦ.

Пиковый водогрейный котел (ПВК) работает в пиковом режиме при тепловых нагрузках от минимальной до номинальной, подогревая сетевую воду от 110 до 150 °С. Поддержание на входе в ПВК температуры сетевой воды 110 °С направлено на повышение температуры стенок трубок и тем самым на снижение низкотемпературной коррозии при работе на мазуте. Постоянная температура сетевой воды на входе 110 °С при переменной и более низкой температуре ее после сетевых подогревателей достигается включением насоса рециркуляции, возвращающего часть воды после подогрева на вход в котел. Подмешивание горячей воды (150 °С) к более холодной позволяет получить температуру 110 °С.

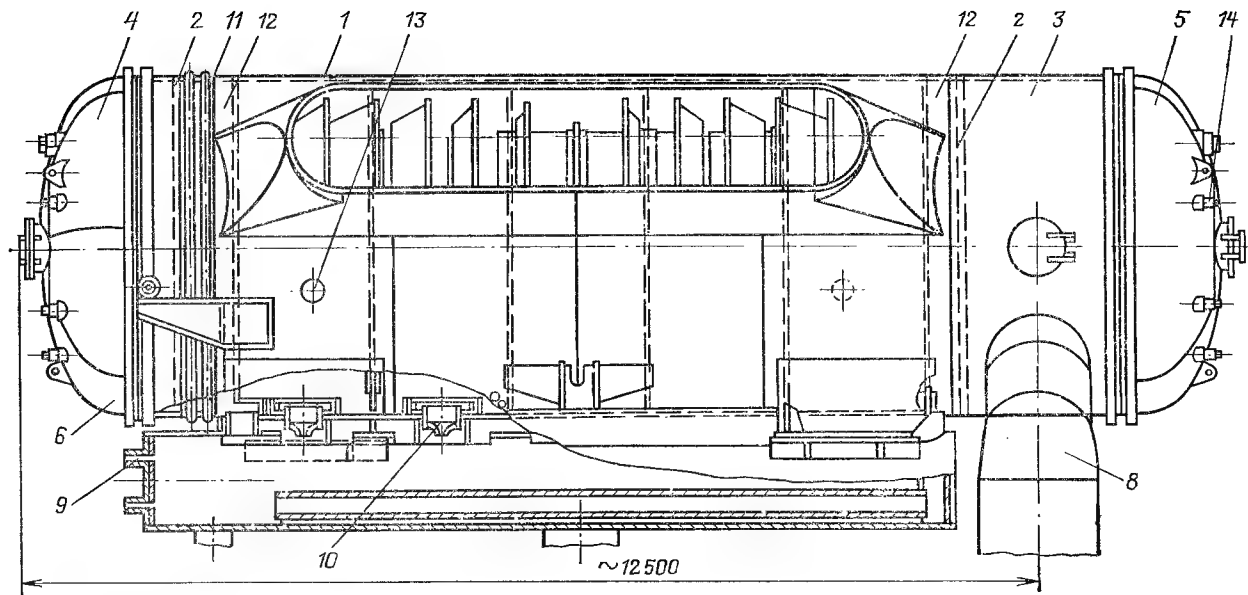


Рис. 8.19. Сетевой подогреватель ПСГ-5000-2,5-8-1:

1 — корпус; 2 — трубные доски; 3 — входная водяная камера; 4 — поворотная водяная камера; 5 — крышка входной водяной камеры; 6 — крышка поворотной водяной камеры; 7 — подвод пара; 8 — подвод сетевой воды; 9 — конденсатосборник; 10 — целевой патрубок; 11 — линзовый компенсатор; 12 — солевой отсек; 13 — отвод паровоздушной смеси; 14 — анкерная связь

На смену первому поколению водогрейных котлов башенной компоновки типов ПТВМ-100 и ПТВМ-180 пришли газомазутные котлы типов КВ-ГМ-100 и КВ-ГМ-180 конструкции Барнаульского котельного завода (БКЗ).

На рис. 8.20 представлен котел КВ-ГМ-180, имеющий Т-образную компоновку.

Топка и опускные газоходы имеют общие промежуточные экраны. Топочная камера призматическая, вертикальная, открытого типа. Объем топочной камеры 763 м³. Экраны топочной камеры собираются из 12 блоков. Экраны выполнены из труб $\varnothing 60 \times 4$ мм, сталь марки 20. В нижней части фронтальной и задней экраны образуют скаты пода топки.

Верх топочной камеры закрыт потолочными экранами, переходящими в боковые стенки опускных газоходов.

Топочная камера оборудована шестью вихревыми газомазутными горелками, расположенными симметрично на боковых стенках треугольником с вершиной вверх.

Горелки по воздуху выполнены двухпоточными, что позволяет осуществлять работу топки при сниженных нагрузках. В каждой горелке установлена паромеханическая мазутная форсунка, оборудованная механизмом выдвижения, что позволяет дистанционно перемещать форсунку в рабочее положение.

Конвективные поверхности нагрева расположены в двух опускных газоходах с полностью экранированными стенами. Ограждающими поверхностями каждой конвективной шахты являются промежуточная стена котла, боковая стена котла, фронтальная и задняя стены конвективной шахты.

На рис. 8.21 дана схема движения сетевой воды в котле КВ-ГМ-180 при работе в пиковом режиме. Сетевая вода из входной камеры $\varnothing 720 \times 12$ мм поступает в нижние камеры фронтальной, задней, промежуточных экранов топки и в нижние камеры боковых — потолочных экранов опускных газоходов, после чего по стоякам и конвективным пакетам движется сверху вниз и поступает в выходную камеру $\varnothing 720 \times 12$ мм.

Для очистки конвективных поверхностей нагрева от отложений при работе на мазуте предусмотрена дробеочистка.

Воздух в котел КВ-ГМ-180 подает один вентилятор. Предварительный подогрев воздуха до положительных температур осуществляется в водяных калориферах. Предусмотрена установка одного дымохода, а также одного дымохода рециркуляции, который забирает газы перед последним конвективным пакетом и подает их в воздухопровод перед дутьевым вентилятором.

Номинальный расход сетевой воды через котел при пиковом режиме 4420 т/ч.

Барнаульский котельный завод выпускает также пылеугольные водогрейные котлы типа КВ-ТК-100. Котел имеет П-образную компоновку. Топка с сухим шлакоудалением.

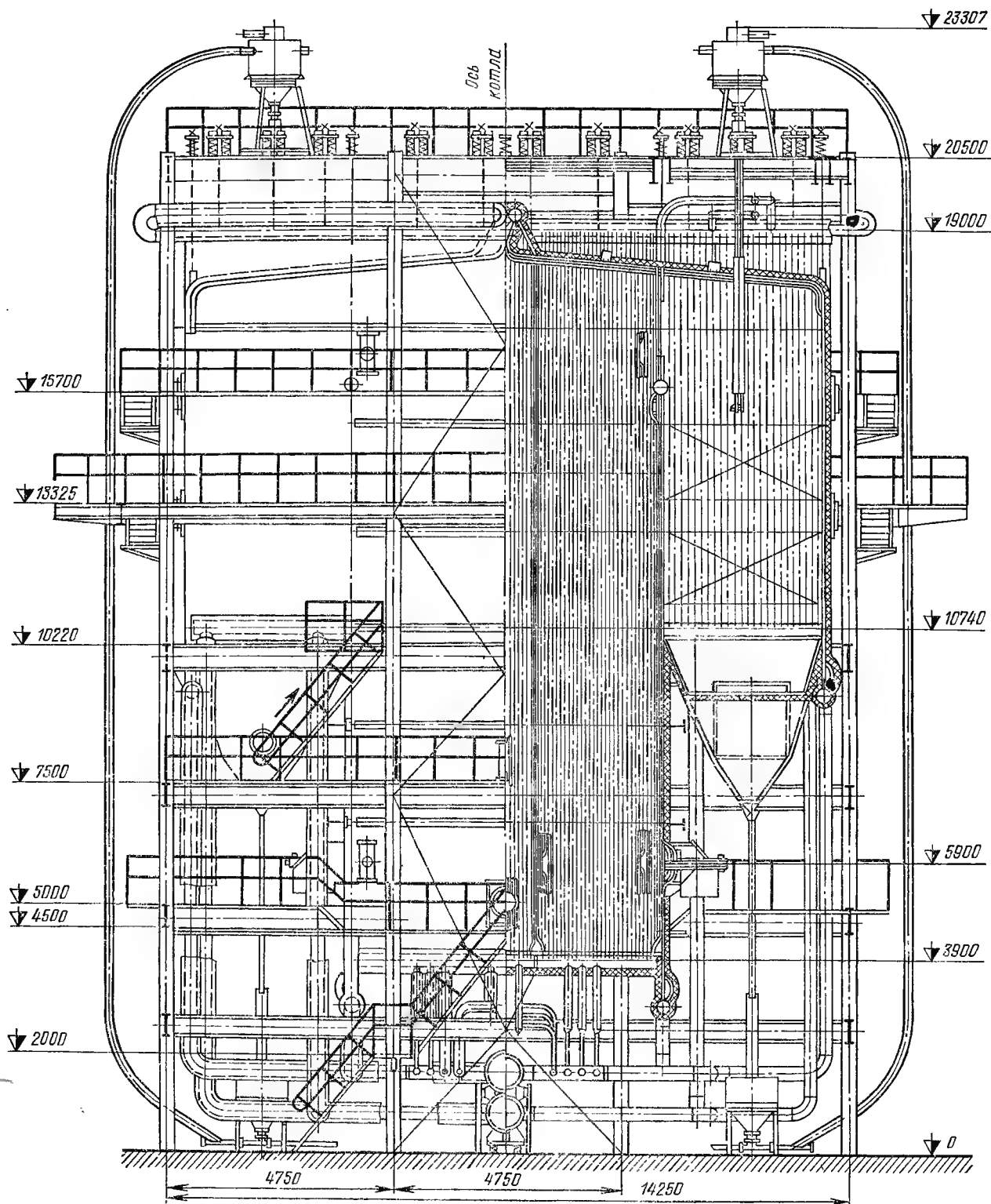


Рис. 8.20. Водогрейный котел типа КВ-ГМ-180

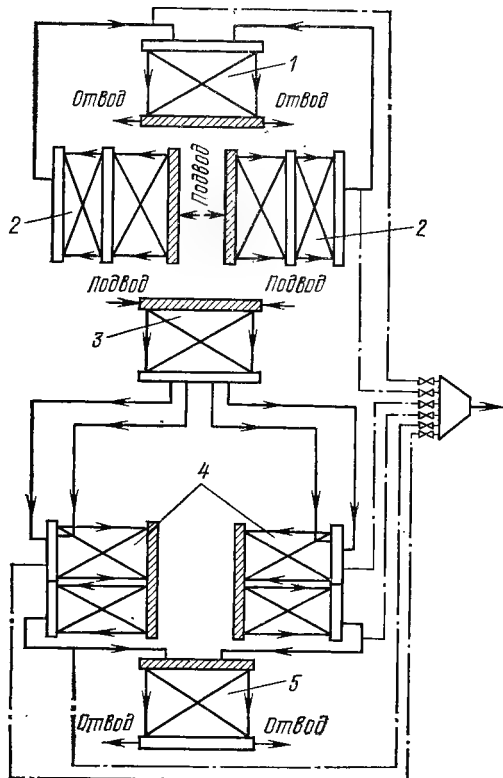


Рис. 8.21. Схема движения воды в котле KB-ГМ-180 при работе в пиковом режиме:

1 — задний экран; 2 — полусекция конвективных поверхностей, задняя левая панель и стояки; 3 — полусекция конвективных поверхностей, задняя правая панель и стояки; 4 — промежуточный левый экран; 5 — боковой и потолочный экраны (левые)

8.8. Выбор вариантов ТЭЦ

Экономически наиболее выгодный вариант теплоснабжения выбирают по минимуму приведенных затрат в систему теплоснабжения. При этом принимается, что затраты в абонентские установки и распределительные тепловые сети являются постоянными для всех рассматриваемых вариантов. Исходными величинами являются расчетная тепловая нагрузка $Q_{с.в}^p$, а также характеристики отопительного сезона заданного климатического района:

$$Z_{год} = Z_{тэц} + Z_{п.и.т} + Z_{т.с.} \quad (8.29)$$

Здесь $Z_{тэц}$ — годовые приведенные затраты в ТЭЦ; $Z_{п.и.т}$ — годовые приведенные затраты в пиковые источники теплоты; $Z_{т.с.}$ — годовые приведенные затраты в тепловую сеть. Если не рассматривать вариант раздельной установки, то $Z_{т.с.}$ окажутся равными для всех вариантов ТЭЦ с разными типами теплофикационных турбин:

$$Z_{год} = B_{год}^{тэц} u_t + k_{тэц} N_{тэц} (E_n + E_{отч}) + \Delta Z_{з.э} + B_{п.и.т}^{o.c.} u_t + k_{п.и.т} Q_{п.и.т}^p (E_n + E_{отч}), \quad (8.30)$$

где $B_{год}^{тэц}$ — годовой расход топлива на ТЭЦ; u_t — цена топлива; $k_{тэц}$ — удельные капиталовложения на 1 МВт установленной электрической мощности ТЭЦ, руб/МВт; $E_n, E_{отч}$ — нормативный коэффициент эффективности капиталовложений и коэффициент отчислений на амортизацию, текущий ремонт и прочие расходы; ΔZ — дополнительный отпуск электроэнергии для приведения вариантов к одинаковому годовому отпуску; $Z_{з.э}$ — удельные приведенные затраты на замыкающую электроэнергию, руб/(МВт·ч); $B_{п.и.т}^{o.c.}$ — расход топлива на пиковый источник теплоты за отопительный сезон; $Q_{п.и.т}^p$ — расчетный отпуск теплоты из пикового источника, ГДж/ч; $k_{п.и.т}$ — удельные капиталовложения на пиковый источник теплоты, руб/(ГДж/ч).

Остановимся на расчете $B_{год}^{тэц}$ и $B_{п.и.т}^{o.c.}$:

$$B_{п.и.т}^{o.c.} = b_Q^{п.и.т} Q_{п.и.т}^{o.c.} \quad (8.31)$$

Расчет $Q_{п.и.т}^{o.c.}$ был рассмотрен выше.

Удельный расход условного топлива на отпуск теплоты от пикового источника теплоты, кг/ГДж:

$$b_Q^{п.и.т} = 34,1 / \eta_{к}^{пвк.н}, \quad (8.32)$$

где $\eta_{к}^{пвк.н}$ — КПД пикового водогрейного котла нетто. $B_{год}^{тэц}$ разделим на $B_{o.c.}^{тэц}$, $B_{л.с.}^{тэц}$:

$$B_{год}^{тэц} = B_{o.c.}^{тэц} + B_{л.с.}^{тэц} \quad (8.33)$$

Расход топлива на энергетические котлы делим на расход топлива на отпуск теплоты $B_{o.c.}^{тэц}$ и на отпуск электроэнергии $B_{л.с.}^{тэц}$:

$$B_{o.c.}^{э} = Q_{от}^{o.c.} b_Q^{э}, \quad (8.34)$$

$$b_Q^{э} = 34,1 / (\eta_{к}^{э.н} \eta_{тр}) + \varepsilon_{пер}^{с.н.э} \varepsilon_{от}^{от}, \quad (8.35)$$

где $b_{от}^{э}$ — удельный расход условного топлива на отпущенный 1 кВт·ч на ТЭЦ; $\varepsilon_{пер}^{с.н.э}$ — удельный расход электроэнергии на сетевые насосы, конденсатные насосы сетевых подогревателей, подпиточные насосы.

КПД нетто энергетических котлов учитывает расход на размол топлива, на тягу и дутье и на питательный насос.

На рис. 8.9 видно, что примерно половину отопительного сезона турбина работает по тепловому графику с постоянной полной нагрузкой отопительных отборов. Для удобства сопоставления вариантов принимаем, что остальную часть отопительного сезона турбина работает также по тепловому графику, но с не полностью загруженными отборами. Это позволяет определить выработку электроэнергии на тепловом потреблении за отопительный сезон $Z_{т.о.с.}$, определив предварительно по характеристикам мощность режимов работы по

тепловому графику N_T для ряда характерных режимов. Эти мощности нанесены на рис. 8.9, в результате чего получаем кривую изменения N_T , а площадь под этой кривой дает $\mathcal{E}_{т.о.с.}$:

$$B_{з.о.с.} = \mathcal{E}_{т.о.с.} b_T, \quad (8.36)$$

где b_T — удельный расход топлива при работе турбины по тепловому графику:

$$b_T = \frac{q_T}{\eta_R^{эв} \eta_{т.п} Q_H^p}, \quad (8.37)$$

$$q_T = 3600 \left(1 + \frac{\Delta N_{м.г} + N_{т.п.г} + \Delta Q_K + Q_{вн}}{N_T} \right); \quad (8.38)$$

здесь q_T — удельный расход теплоты на 1 кВт·ч в режиме работы турбины по тепловому графику. В данном случае q_T определяется по обратному балансу; $\Delta N_{м.г}$ — потери мощности механические и в электрическом генераторе; $N_{т.п.г}$ — внутренняя мощность парового привода питательного насоса; ΔQ_K — потеря теплоты в конденсаторе с вентиляционным паром; $Q_{вн}$ — внешние потери теплоты.

Так, для Т-100-130 при трехступенчатом подогреве $\Delta N_{м.г} = 1,8$ МВт; $N_{т.п.г} = 0$; $\Delta Q_K = 0$; $Q_{вн} = 2,1$ МВт;

$$q_T = 3600 \left(1 + \frac{3,9}{100} \right) = 3740 \text{ кДж/(кВт·ч)} [890 \text{ ккал/(кВт·ч)}].$$

Расход топлива за летний сезон $B_{л.с.}$ складывается из расхода на отпущенную теплоту и на отпущенную электроэнергию:

$$B_{л.с.} = B_{Q_{л.с.}} + B_{э.л.с.};$$

$$B_{Q_{л.с.}} = Q_{г.в.}^{л.с.} b_{Q_{л.с.}}^{эв}, \quad Q_{г.в.}^{л.с.} = Q_{г.в.}^{л.с.} \tau_{л.с.}$$

Расчет расхода топлива на электроэнергию за летний сезон следует вести с учетом време-

ни ремонтов, разделив агрегаты на работающие по конденсационному и по теплофикационному режимам. Если для сопоставляемых вариантов ТЭЦ суммарные номинальные нагрузки отопительных отборов равны $\Sigma Q_{т.п.}^{\text{ном}} = \Sigma Q_{т.п.}^{\text{ном}}$, то при равном $\alpha_{тэц}$ условия сопоставления упрощаются:

$$B_{п.п.т. I} = B_{п.п.т. II};$$

$$B_{Q_{л.с.}}^I = B_{Q_{л.с.}}^{II}; \quad B_{Q_{л.с.}}^I = B_{Q_{л.с.}}^{II}.$$

Выражение для приведенных затрат в этом случае примет вид

$$Z_{год} = (B_{з.о.с.} + B_{з.л.с.}) c_T + K_{тэц} (E_{вн} + E_{отч}) + \Delta \mathcal{E}_{з.э.}, \quad (8.39)$$

где $K = k N_{тэц}$.

Так же с использованием приведенной методики можно сопоставить варианты с различным уровнем $\alpha_{тэц}$ с целью нахождения оптимального. При заданном значении $Q_{с.в.}^p$ коэффициент теплофикации является дискретной величиной и зависит от числа турбин.

Дискретный характер коэффициента теплофикации покажем на примере ТЭЦ с турбинами Т-180-130 при $Q_{с.в.}^p = 2500$ МВт:

Вариант	4×Т-180-130	5×Т-180-130	6×Т-180-130
$\Sigma Q_{т.п.}^{\text{ном}}$, МВт	1160	1450	1740
(Гкал/ч)	(1000)	(1250)	(1500)
$\alpha_{тэц}$	0,475	0,54	0,70
$Q_{п.п.т.}^p$, МВт	1340	1050	760
(Гкал/ч)	(1150)	(900)	(650)

Следует отметить, что с ростом $\alpha_{тэц}$ растет суммарный отпуск теплоты из отборов, но снижается удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении. Последнее обстоятельство объясняется повышением давлений в отопительных отборах из-за снижения расхода сетевой воды, приходящегося на каждую турбину.

Глава девятая

ДЕАЗРАТОРНЫЕ И ПИТАТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

9.1. Деаэраторные установки

Деаэрация воды и типы деаэраторов. Удовлетворительное коррозионное состояние пароводяного тракта электростанции обеспечивается правильным соблюдением водного режима и удалением коррозионно-агрессивных газов из питательной воды и конденсата. Питательная вода, например, паровых котлов ТЭС сверхкритических параметров пара согласно Правилам технической эксплуатации электростанций (ПТЭ) должна иметь жесткость не более 0,2 мкг-экв/кг, содержать кислорода менее 10 мкг/кг, а ее удельная электрическая проводимость должна быть менее 0,3 мкСм/см.

Соблюдение этих норм для всех режимов работы оборудования позволяет избежать выноса продуктов коррозии в зону высокотемпературных поверхностей нагрева, связанного с ним ухудшения теплообмена и снижения надежности работы, а также предотвратить язвенную (подшламовую) коррозию в пароводяном тракте.

В конденсате, питательной и добавочной воде содержатся агрессивные газы (кислород, углекислый газ и др.), вызывающие коррозию оборудования и трубопроводов электростанции. Они поступают в пароводяной тракт преимущественно в конденсаторе турбины и в вакуумной части системы регенерации. Для за-

щиты от газовой коррозии применяют *деаэрацию воды*, т. е. удаление растворенных в ней газов. Основное коррозионное действие на металл оборудования оказывает кислород, тем более что содержание его в воздухе и при растворении в воде весьма значительно. Углекислота вызывает коррозию самостоятельно и действует как катализатор агрессивного воздействия кислорода, а также способствует загрязнению пароводяного тракта соединениями железа и меди, которые затем откладываются на трубах паровых котлов. Углекислота содержится в пароводяном тракте в свободном состоянии и как продукт термического разложения солей натрия — бикарбонатов.

Для удаления растворенных в воде газов на паротурбинных электростанциях применяют *термическую деаэрацию* воды. Кислород, оставшийся в воде после термической деаэрации, дополнительно обезвреживают, связывая его химическими реагентами (гидразин-гидрат $N_2H_4 \cdot H_2O$ или его соли).

Основные факторы, определяющие концентрацию газов в воде и их равновесное состояние: давление и температура воды, количественный состав газовой смеси, физическая природа газа. Для идеального разбавленного раствора газов в жидкости согласно закону Генри равновесная массовая концентрация газов в растворе c_r , мг/кг, пропорциональна парциальному давлению p_r в газовой фазе над раствором:

$$c_r = K_r p_r, \quad (9.1)$$

где K_r — константа фазового равновесия (константа Генри), мг/(кг·Па), которая изменяется в зависимости от температуры и не зависит от количественного состава и давления в системе. Закон Генри можно выразить и через

коэффициент абсорбции газа $\alpha^a = V_r/V_v$:

$$c_r = \alpha^a \frac{\rho_r}{\rho_v} \frac{p_r}{p_0} 10^6, \quad (9.2)$$

где ρ_r , ρ_v — плотность газа и воздуха, кг/м³; V_r , V_v — объемы растворенного газа и воды, м³; $p_0 = 0,101$ МПа.

Следовательно, массовая концентрация, или растворимость кислорода в воде, мг/кг, равна:

$$c_{O_2} = \alpha_{O_2}^a \frac{\rho_{O_2}}{\rho_v} \frac{p_{O_2}}{p_0} 10^6. \quad (9.2a)$$

Зависимость коэффициента абсорбции от температуры для различных газов приведена на рис. 9.1.

Полное удаление растворенных в воде газов практически невозможно. Процесс удаления газов из воды происходит до того момента, когда равновесное парциальное давление, соответствующее его концентрации в жидкой фазе, превышает парциальное давление этого газа p_r в газовой фазе над раствором. Следовательно, для деаэрации воды и удаления (десорбции) агрессивных газов необходимо понижать их парциальные давления над жидкостью. Это возможно осуществить либо понижением общего давления газовой смеси над водой, либо перераспределением парциальных давлений газов при постоянном давлении газовой смеси. Второй способ универсален и не избирателен по отношению к отдельным газам, присутствующим в воде. Он основан на том, что абсолютное давление над жидкой фазой представляет собой сумму парциальных давлений газов и водяного пара: $p = \sum p_r + p_{H_2O}$. Следовательно, необходимо увеличить парциальное давление водяных паров над поверхностью воды, добиваясь $p_{H_2O} \approx p$, и как следствие этого получить $\sum p_r \approx 0$. Когда температура воды повышена до температуры насыщения, парциальное давление водяного пара над уровнем воды достигает полного давления над водой, а парциальное давление других газов снижается до нуля, вода освобождается от растворенных в ней газов (рис. 9.2). Недогрев воды до температуры насыщения при данном давлении увеличивает остаточное содержание в ней газов, в частности кислорода (рис. 9.3). Термическая деаэрация воды сочетается с ее подогревом в специальном теплообменнике — *деаэраторе*.

По сравнению с удалением O_2 выделение из воды CO_2 более сложная задача, так как в процессе подогрева воды количество углекислого газа в ней увеличивается вследствие разложения бикарбонатов и гидролиза образующихся карбонатов.

Термические деаэраторы паротурбинных установок электростанций делятся:

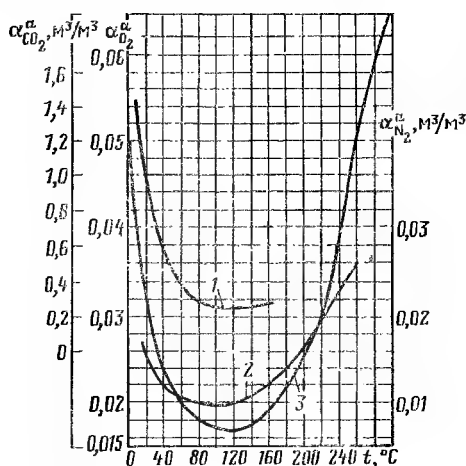
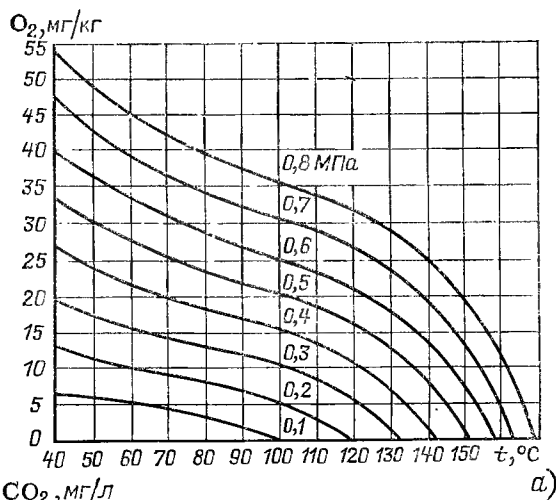
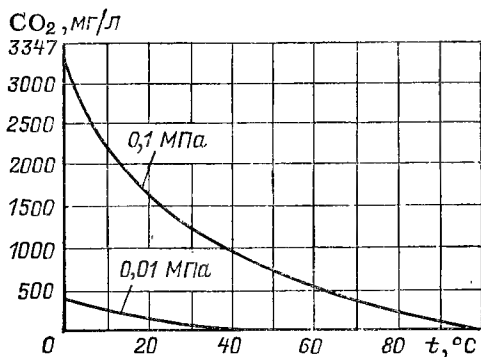


Рис. 9.1. Зависимость коэффициента абсорбции от температуры воды для O_2 , CO_2 и N_2 :

1 — CO_2 ; 2 — N_2 ; 3 — O_2



а)



б)

Рис. 9.2. Зависимость растворимости кислорода (а) и углекислого газа (б) в воде от температуры при различных давлениях

По назначению на:

- 1) деаэраторы питательной воды паровых котлов;
- 2) деаэраторы добавочной воды и обратного конденсата внешних потребителей;
- 3) деаэраторы подпиточной воды тепловых сетей.

По давлению греющего пара на:

- 1) деаэраторы повышенного давления ДП, работающие при давлении 0,6—0,8 МПа, а на АЭС — до 1,25 МПа и использующиеся в ка-

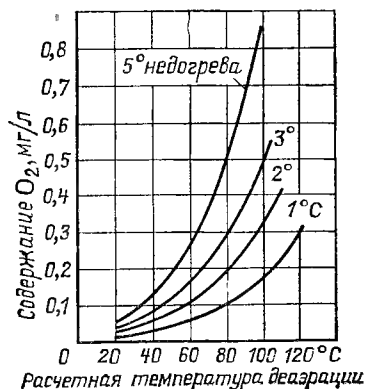


Рис. 9.3. Зависимость остаточного содержания кислорода от температуры деаэрации и недогрева воды

честве деаэраторов питательной воды ТЭС и АЭС;

2) атмосферные деаэраторы (ДА), работающие при давлении 0,12 МПа;

3) вакуумные (ДВ), в которых деаэрация происходит при давлении ниже атмосферного: 7,5—50 кПа.

По способу обогрева деаэрируемой воды на:

1) деаэраторы смешивающего типа со смешением греющего пара и обогреваемой деаэрируемой воды. Этот тип деаэраторов применяется на всех без исключения ТЭС и АЭС;

2) деаэраторы перегретой воды с внешним предварительным нагревом воды отборным паром.

По конструктивному выполнению (по принципу образования межфазной поверхности) на:

1) деаэраторы с поверхностью контакта, образующейся в процессе движения пара и воды:

- а) струйно-барботажные;
- б) пленочного типа с неупорядоченной насадкой;
- в) струйного (тарельчатого) типа;
- 2) деаэраторы с фиксированной поверхностью контакта фаз (пленочного типа с упорядоченной насадкой).

Наибольшее значение для работы электростанций имеют деаэраторы питательной воды паровых котлов (ДПВ). В СССР применяют преимущественно деаэраторы с вертикальной цилиндрической деаэрационной колонкой струйного типа, с насадкой, а в последнее время — струйно-барботажные с внутренним обогревом воды паром постоянного давления 0,6—0,8 МПа. Эти деаэраторы являются одновременно регенеративными подогревателями смешивающего типа в тепловой схеме электростанции (рис. 9.4).

В деаэраторе струйного типа вода, подлежащая деаэрации, подается в деаэрационную колонку через смесительную камеру на верхнюю распределительную тарелку кольцеобразной формы; через отверстие диаметром 5—8 мм в днище этой тарелки вода падает в виде дождя на следующую, расположенную под ней дискообразную тарелку (сито) и т. д. Применяют от двух до пяти тарелок, размещаемых одна под другой на расстоянии 400—1200 мм. Тарелки выполняют попеременно в виде центрально-расположенных дисков и кольцеобразных, прилегающих к внутренней стенке колонки (рис. 9.4,а).

Греющий пар подается в нижнюю часть колонки через горизонтальный коллектор с отверстиями. Поднимаясь, поток пара проходит последовательно через промежутки между центрально расположенными тарелками и

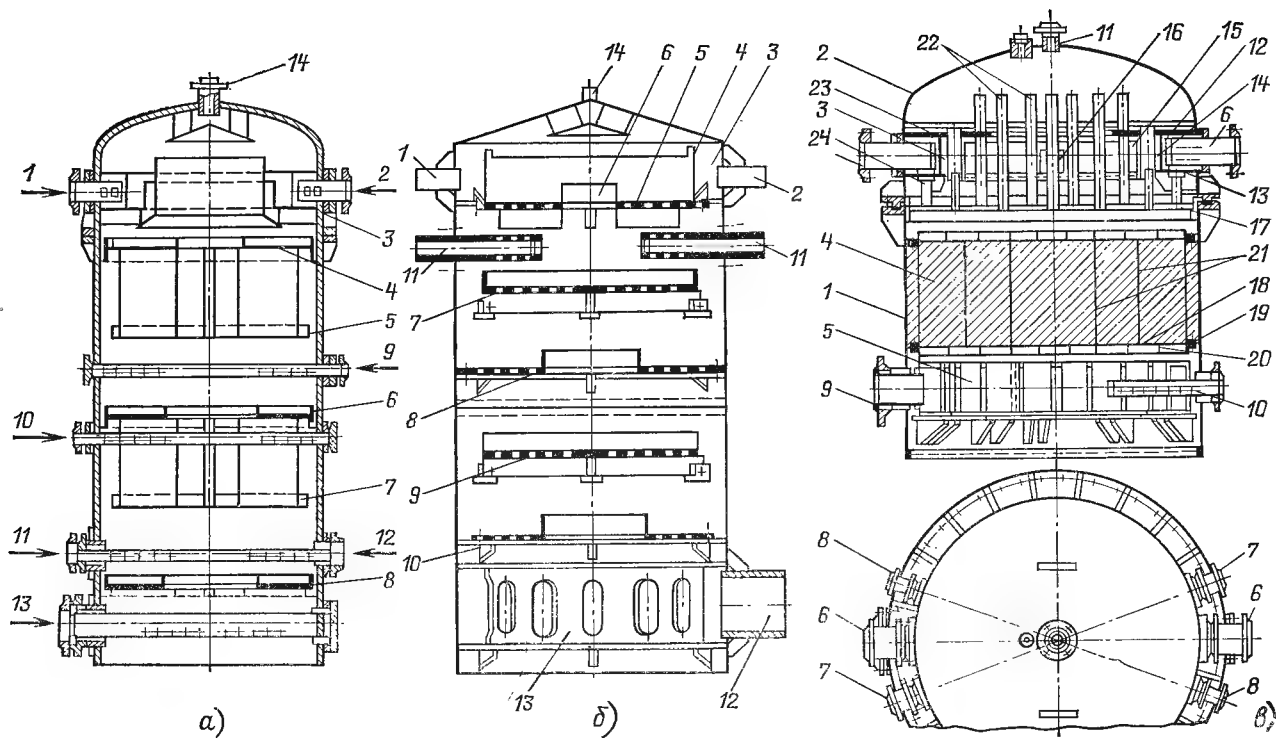


Рис. 9.4. Деаэрационные колонки повышенного и атмосферного давления струйного типа и пленочные с неупорядоченной насадкой:

а — струйного типа повышенного давления: 1 — подвод основного конденсата; 2 — подвод конденсата сетевых подогревателей; 3 — смесительное устройство; 4—8 — дырчатые тарелки; 9, 10 — подвод конденсата ПВД; 11, 12 — пар от уплотнений штоков клапанов и расширителей дренажей; 13 — подвод греющего пара; 14 — отвод выпара; 6 — струйного типа атмосферного давления; 1 и 2 — подвод химически очищенной воды и обратного конденсата; 3 — смесительная камера; 4 — порог; 5 и 7—10 — тарелки; 6 — горловина в тарелке 5 для перехода выпара; 11 — подвод конденсата сетевых подогревателей; 12, 13 — штуцер для подвода пара в распределительный коллектор; 14 — отвод выпара; в — пленочного типа с неупорядоченной насадкой; 1 — корпус; 2 — крышка; 3 — водораспределительное устройство; 4 — насадка; 5 — парораспределительный коллектор; 6—10 — штуцера для ввода; 6 — конденсата из ПВД; 7 — химически очищенной воды; 8 — конденсата испарителей; 9 — греющего пара; 10 — пара от штоков клапанов турбины; 11 — штуцер для отвода выпара; 12, 13 — горизонтальные листы; 14 — цилиндрическая перегородка; 15 — перегородка; 16 — отверстия для выхода воды; 17 — перфорированные тарелки; 18 — сетка с фиксированной ячейкой; 19 — кольца; 20 — решетка; 21 — обечайка; 22 — патрубки в водяной распределительной камере; 23 — патрубки в смесительном устройстве для отвода выпара с периферии колонки; 24 — трубы

внутренней поверхностью стенки колонки и внутри кольцеобразных тарелок, пересекает струи воды, нагревая ее до температуры насыщения. Выделяемые из воды газы вместе с небольшой несконденсированной частью пара — выпаром поднимаются и в виде паровоздушной смеси удаляются из колонки через центральный штуцер в верхней ее части. Необходимая деаэрация воды обеспечивается обязательным нагревом воды до кипения и выделением при этом пара с выпаром в количестве не менее 1,5—3 кг на тонну деаэрируемой воды.

На рис. 9.4,б показан струйный деаэратор атмосферного типа, применяемый преимущественно на ТЭЦ для деаэрации добавочной воды и конденсата греющего пара промышленного отбора.

В деаэрационных колонках с неупорядоченной насадкой (рис. 9.4,в) вода, подлежащая деаэрации, поступает в объем, содержащий насадку, через водораспределительное устройство и верхнюю перфорированную тарелку и сливается после деаэрации через сетку из нержавеющей проволоки и нижнюю опорную решетку. Греющий пар подается снизу через распределительный коллектор. Из-за заполнения рабочей части деаэрационной колонки неупорядоченной насадкой различной, иногда сложной, например омегаобразной, формы вода и нагревающий ее пар проходят длинный извилистый путь; в связи с этим возрастают площадь поверхности и продолжительность контакта воды и пара, сокращается высота рабочей части деаэрационной колонки.

Деаэраторы смешивающего типа снабжаются большей частью охладителями паровоздушной смеси (выпара), включенными на подводе деаэрируемой воды. В охладителе выпара пар конденсируется и конденсат его возвращается в деаэратор; воздух удаляется в атмосферу непосредственно, если в деаэраторе поддерживается избыточное давление, или через паровоздушный эжектор, если деаэратор вакуумный.

Деаэрированная вода собирается под де-

аэрационной колонкой в деаэраторном (аккумулирующем) баке горизонтальной цилиндрической формы. Деаэраторные баки предназначены в основном для аккумуляирования запаса питательной (подпиточной) воды, обеспечивающего надежное питание паровых котлов в течение некоторого определенного времени, т. е. выполняют функцию демпфирующей емкости в пароводяном тракте. Кроме того, в деаэраторном баке заканчивается процесс дегазации воды — выделения дисперсных газов и разложения бикарбонатов. Для этого в нижней части деаэрационной колонки и в баках некоторых деаэраторов применяют барботажные устройства.

Для надежной работы питательных насосов уровень воды в баках поддерживается постоянным посредством регулятора уровня. Для деаэраторов повышенного давления выпускаются баки вместимостью 65, 100, 120, 150 и 185 м³.

Деаэраторы струйного типа, широко применявшиеся ранее в СССР, наряду с известными преимуществами (простота конструкции, малое паровое сопротивление аппарата) характеризуются сравнительно низкой интенсивностью деаэрации воды на единицу длины струи воды. С ростом производительности установок это приводит к значительному увеличению высоты колонки (до 4 м и более) и требует соответствующего помещения для размещения; затрудняется обслуживание и ремонт деаэратора.

Деаэраторы с неупорядоченной насадкой (ДП-500, ДП-800) проектируют с затопленной в баке барботажной ступенью. В барботажном устройстве соприкосновение пара с деаэрируемой водой осуществляется пропусканием его через слой жидкости в деаэраторном баке (рис. 9.5).

Несмотря на положительное воздействие барботажного процесса, позволяющее дополнительно снизить содержание O₂ в деаэрируемой воде и избавиться от углекислоты, схема, приведенная на рис. 9.4, недостаточно надежна в работе, так как возникает опасность заброса воды в проточную часть турбины.

Недостаток деаэраторов с неупорядоченной насадкой — большой расход нержавеющей стали для изготовления насадочных колец. В режимах перегрузки, особенно в условиях пуска при подаче более холодной воды, они подвержены вибрациям и гидравлическим ударам.

Наиболее эффективное решение устройства процесса деаэрации — объединение струйного и барботажного принципов в деаэрационной колонке. Это реализовано в конструкциях струйно-барботажных деаэраторов. На рис. 9.6 приведена принципиальная схема деаэрационной колонки ДП-2000 струйно-барботажного типа, разработанной ЦКТИ для энергоблоков мощностью 500 и 1200 МВт. Деаэрация воды осуществляется по двухступенчатой схеме. Основной конденсат после ПНД поступает в смесительное устройство через штуцера и затем сливается на дырчатую тарелку первой ступени деаэрации. Через отверстия дырчатой тарелки вода стекает в виде струй и образует водяную завесу для контакта с греющим паром. После этого вода сливается на перепускную тарелку и поступает через горловину во вторую ступень деаэрации — барботажное устройство. Оно состоит из двух кольцевых перфорированных зон, ограниченных снизу разновысокими кольцевыми перегородками. При минимальной нагрузке деаэратора работает первая (внутренняя) зона. С увеличением нагрузки и расхода пара увеличивается паровая подушка под

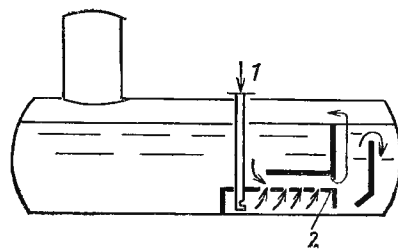


Рис. 9.5. Схема барботажного устройства в деаэраторном баке (по ЦКТИ):

1 — подвод пара; 2 — барботажный лист

барботажным листом и в работу включается вторая зона перфорации. Избыток пара перепускается через окно на периферии барботажного листа. После обработки в барботажном устройстве вода через гидрозатвор сливается в деаэраторный бак.

Греющий пар из парового коллектора поступает в переходный штуцер, соединяющий колонку с баком. Выпар отводится через патрубок.

Общий вид современного струйно-барботажного деаэратора конструкции ЦКТИ представлен на рис. 9.7.

На рис. 9.8 приведена принципиальная схема горизонтального струйно-барботажного вакуумного деаэратора производительностью 400 и 800 т/ч конструкции ЦКТИ и Сызранского завода энергетического машиностроения.

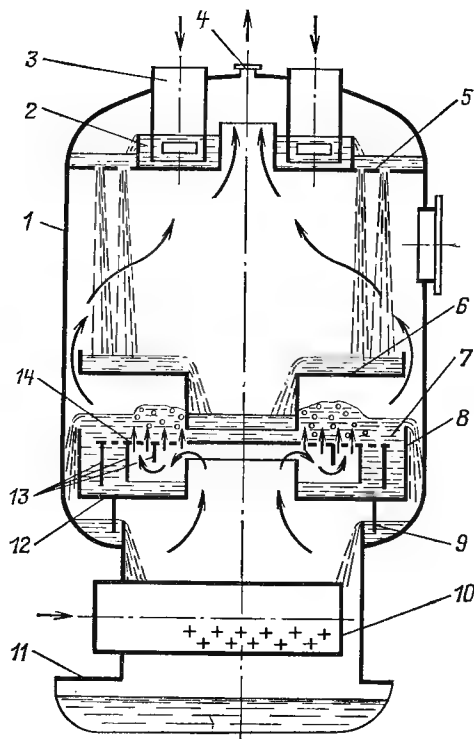


Рис. 9.6. Струйно-барботажный деаэратор. Принципиальная схема деаэрационной колонки струйно-барботажного типа ДП-2000:

1 — деаэрационная колонка; 2 — водосмесительное устройство; 3 — штуцера подвода конденсата из ПНД; 4 — штуцер выпара; 5 — дырчатая тарелка; 6 — перепускная тарелка; 7 — окно; 8 — порог; 9 — гидрозатвор; 10 — паровый коллектор; 11 — бак-аккумулятор; 12 — кожух; 13 — кольцевые перегородки; 14 — барботажный лист

Характеристика	Типоразмеры деаэраторов					
	ДП-500	ДП-1000	ДП-1600-2	ДП-2000	ДП-2600	ДП-2800
Номинальная производительность колонки, кг/с, т/ч	$\frac{139}{500}$	$\frac{278}{1000}$	$\frac{444,5}{1600}$	$\frac{555,5}{2000}$	$\frac{722}{2600}$	$\frac{778}{2800}$
Давление пара в деаэраторе, МПа	0,6; 0,7	0,7	0,7	0,7	1,2	0,75
Диаметр колонки, м	2	2,4	3,4	3,4	3,4	3,4
Полезная вместимость бака-аккумулятора, м³	65; 100	100; 120	185	150; 185	120	185
Применение деаэраторов в турбоустановках и энергоблоках	К-200	К-200; Т-250; К-300 (1 шт.); РБМК-1000 (4 шт.)	ВВЭР-1000	К-500 (1 шт.); К-1200 (2 шт.)	РБМК-1500	К-800
Количество деаэраторов на один энергоблок	1	1—4	2	1—2	4	1

В табл. 9.1 приведены технические характеристики современных деаэраторов повышенного давления.

Термическая деаэрация конденсата и питательной воды осуществляется, хотя и в меньшей мере, также и во всех подогревателях системы регенеративного подогрева воды турбоустановки, так как подогрев воды в них каждый раз приближается к температуре насыщения. Больше всего это справедливо для смешивающих ПНД. В верхних частях корпусов поверхностных ПВД и ПНД скапливаются неконденсирующиеся газы, которые каскадно отсасываются и сбрасываются в деаэратор из ПВД и в конденсатор из ПНД.

Конденсат отработавшего пара турбин на выходе из конденсатора должен содержать минимальное количество растворенных газов, в первую очередь агрессивных газов, во избежание процессов коррозии. Современные

конденсаторы с высокой воздушной плотностью и с правильно выбранными и работающими эжекторами паровоздушной смеси выдают конденсат с малым содержанием растворенного кислорода. Их деаэрирующая способность снижается с понижением нагрузки и в режимах пуска. Для дополнительного снижения количества кислорода в конденсате пара применяют барботажную деаэрацию в конденсатосборнике конденсатора (рис. 9.9). Такими устройствами снабжены все современные конденсаторы мощных энергоблоков.

Схемы включения, тепловой расчет деаэраторов. Деаэратор питательной воды — элемент тепловой схемы, обеспечивающий удаление из воды агрессивных газов, ее подогрев, выполняющий функции демпфирующей емкости и надежной подачи питательной воды к пи-

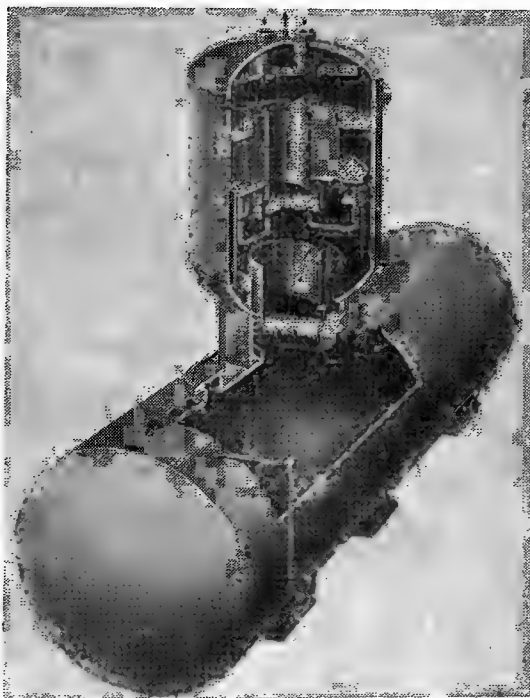


Рис. 9.7. Общий вид крупного струйно-барботажного деаэратора ЦКТИ

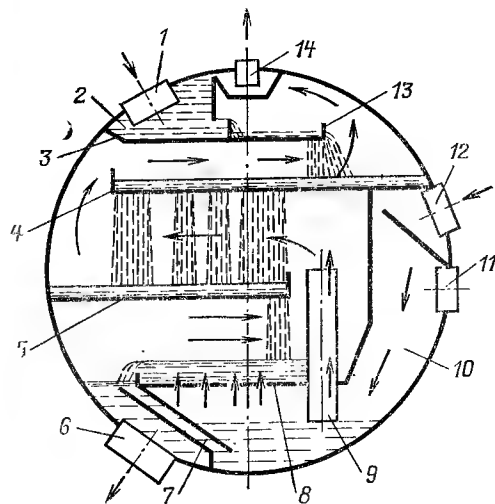


Рис. 9.8 Принципиальная схема устройства вакуумного деаэратора конструкции ЦКТИ—СЗЭМ:

1 — подвод деаэрируемой воды; 2 — распределительный коллектор; 3 — перфорированная тарелка I ступени (30% расхода воды); 4, 5 — перфорированные тарелки II и III ступеней; 6 — отвод деаэрируемой воды; 7 — канал отвода греющей воды; 8 — барботажный дырчатый лист; 9 — отвод избыточного пара; 10 — отсек подвода греющей среды (обычно горячая сетевая вода $t_{\text{в}} \approx 100 \div 150^\circ\text{C}$); 11 — подвод дополнительного теплоносителя (пара) при использовании вакуумного деаэратора в схеме подготовки добавочной воды энергетических паровых котлов; 12 — подвод основной греющей среды (сетевой воды); 13 — порог; 14 — отсос неконденсирующихся газов эжекторной установкой

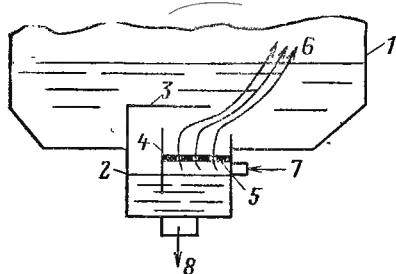


Рис. 9.9. Схема деаэрационного устройства конденсатора паротурбинной установки:

1 — корпус нижней части конденсатора; 2 — конденсатосборник; 3 — направляющая перегородка; 4 — переливная перегородка; 5 — барботажный дырчатый лист; 6 — отвод паровоздушной смеси к отсосу из конденсатора; 7 — подвод пара; 8 — отвод конденсата

тательной установке энергоблока. Выбор его места среди остальных регенеративных подогревателей — важная и ответственная задача. Повышение давления и температуры воды за деаэраторм уменьшает число ПВД, а на одноконтурных АЭС с реакторами РБМК при $p_d = 1,25$ МПа позволяет отказаться от них. Однако с повышением температуры воды увеличивается ее удельный объем и мощность привода питательной установки (на 6% при переходе от $p_d = 0,12$ МПа к $p_d = 0,6$ МПа). Увеличение давления пара в деаэраторе удорожает деаэратор из-за утолщения стенки колонки и деаэрационного бака.

Применяют различные схемы присоединения деаэратора к отборам турбины в зависимости от его предназначения и типа электростанции. На КЭС используют следующие схемы включения (рис. 9.10).

1. Деаэратор работает при постоянном давлении.

а) *предвключенная схема* (рис. 9.10,а) — деаэратор присоединяют через дроссельный регулирующий клапан к регенеративному отбору, питающему паром следующий за деаэраторм по ходу воды поверхностный регенеративный подогреватель (ПВД). Суммарный подогрев в ПВД и деаэраторе должен равняться экономически целесообразному подогреву воды в данной ступени. В этом случае такое включение деаэратора, несмотря на дросселирование пара, не ухудшает экономичность схемы. Этот способ включения деаэратора применяется в тепловой схеме турбоустановок К-100-90, К-210-130, К-220-44, К-500-160 ЛМЗ; К-300-240 и К-1000-60/1500 ХТЗ;

б) деаэратор на *самостоятельном* регенеративном отборе пара (рис. 9.10,б). Давление пара в отборе при номинальной нагрузке принимают примерно на 30% выше давления пара в деаэраторе, что позволяет работать без переключения на одном и том же отборе в диапазоне нагрузок примерно от 70 до 100%. При дальнейшем снижении нагрузки предусматривают переключение деаэратора на питание паром из вышележащих отборов. В пусковых режимах энергоблоков деаэрацию питательной воды осуществляют паром из коллектора пара «собственных нужд».

2. Деаэратор работает на скользящем давлении (рис. 9.10,в). Постоянное давление пара, искусственно поддерживаемое в деаэраторе, благоприятно сказывается на работе последнего, но нарушает оптимальное распределение регенеративного подогрева питательной воды. Присоединение деаэратора только к одному регенеративному отбору пара без уста-

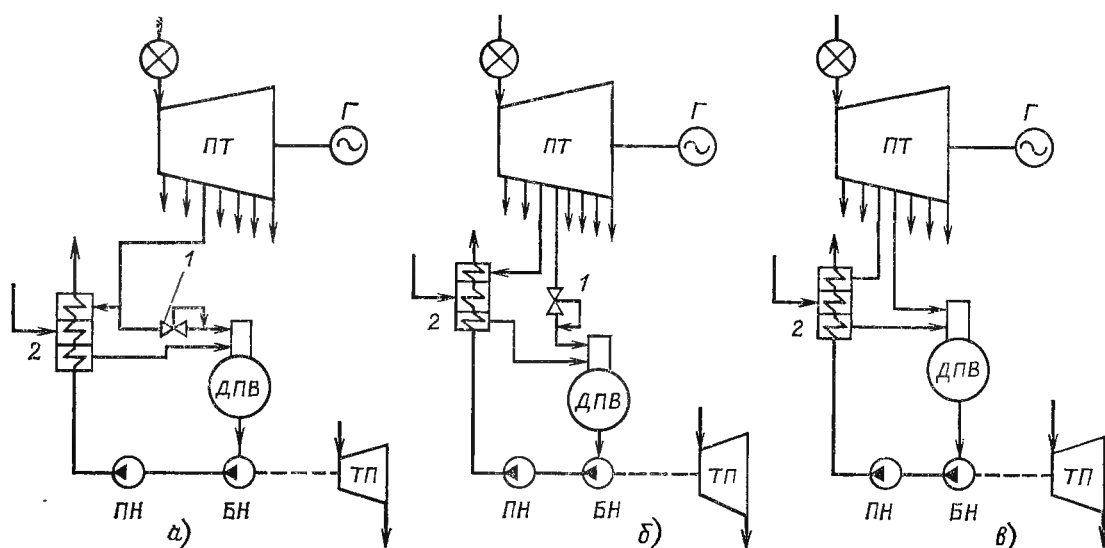


Рис. 9.10. Схемы включения деаэратора питательной воды:

а — предвключенная схема ($p_d = \text{const}$); б — деаэратор как самостоятельная ступень регенерации ($p_d = \text{const}$); в — деаэратор на «скользящем» давлении; 1 — регулятор давления; 2 — ПВД

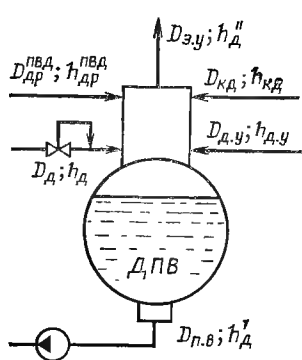


Рис. 9.11. Схема к тепловому расчету деаэратора питательной воды

новки на линии регулятора давления и соответствующей арматуры позволяет работать в режиме *скользящего давления*. Такой режим экономичнее, так как исключает потери на дросселирование, снижает мощность привода питательной установки с уменьшением температуры воды, упрощает обслуживание деаэратора. Вместе с тем снижается надежность работы системы деаэратор — питательная установка. При переменном режиме уменьшается кавитационный запас насоса и возможен срыв его работы. Вода, находящаяся во всасывающем трубопроводе насоса, может оказаться перегретой по сравнению с уменьшившимся давлением пара в деаэраторе. Вода в деаэрационном баке в результате набухания может забрасываться в деаэрационную колонку. Чтобы уменьшить влияние этих побочных явлений режима скользящего давления, увеличивают вместимость деаэрационного бака, используют насосы с высокими антикавитационными характеристиками, увеличивают скорость воды в отводящем трубопроводе за деаэратором, предусматривают снижение температуры воды введением на вход насоса более холодной воды (УралВТИ).

На отопительных ТЭЦ деаэратор питательной воды работает при постоянном давлении преимущественно по предвключенной схеме (Т-110-130, Т-175-130, Т-180-130). При использовании на промышленно-отопительных ТЭЦ турбин типов ПТ и Р деаэратор присоединяют по предвключенной схеме к регулируемому промышленному отбору пара (Р-50-130, Р-100-130, ПТ-60-130, ПТ-135-130). На этих ТЭЦ в связи со значительными потерями рабочего тела обычно применяют двухступенчатую деаэрацию воды. Первой ступенью является атмосферный деаэратор на паре регенеративного отбора турбины, после которого добавочная вода направляется в линию основного конденсата; вторая ступень деаэрации — деаэратор питательной воды. Для лучшего использования низкопотенциальных регенеративных отборов пара в последнее время для деаэрации добавочной воды на ТЭЦ используют вакуумные деаэраторы.

К деаэратору питательной воды (рис. 9.11) подводят потоки основного конденсата турбины после ПНД $D_{кд}$, дренажей пара из ПВД $D_{др}^{пвд}$, греющего пара деаэратора $D_{д}$, пара из уплотнений стопорно-регулирующих клапанов и уплотнений турбины $D_{д.у}$; в отдельных случаях (на электростанциях с барабанными котлами) — также пар расширителей непрерывной продувки и др. Из деаэратора отводится поток питательной воды $D_{п.в}$, а кроме того — пар на концевые уплотнения турбины и на эжекторы конденсатора и уплотнений турбины $D_{э.у}$, паровоздушная смесь выпара деаэратора. Вследствие малых значений последней можно пренебречь в тепловом и материальном балансах.

Тепловой расчет деаэратора, как и любого смешивающего подогревателя, включает составление и решение уравнений материального и теплового балансов.

Материальный баланс деаэратора (без учета выпара и протечек воды из уплотнения бустерного и питательного насосов):

$$D_{п.в} + D_{э.у} = D_{кд} + D_{д.у} + D_{д} + D_{др}^{пвд}. \quad (9.3)$$

В долях расхода пара на турбину:

$$\alpha_{п.в} + \alpha_{э.у} = \alpha_{кд} + \alpha_{д.у} + \alpha_{д} + \alpha_{др}^{пвд}. \quad (9.3a)$$

Тепловой баланс деаэратора:

$$D_{п.в} h_{д}^{' } + D_{э.у} h_{д}^{''} = D_{кд} h_{кд} + D_{д.у} h_{д.у} + D_{д} h_{д} + D_{др}^{пвд} h_{др}^{пвд}. \quad (9.4)$$

Аналогично в долях расхода пара на турбину:

$$\alpha_{п.в} h_{д}^{' } + \alpha_{э.у} h_{д}^{''} = \alpha_{кд} h_{кд} + \alpha_{д.у} h_{д.у} + \alpha_{д} h_{д} + \alpha_{др}^{пвд} h_{др}^{пвд}. \quad (9.4a)$$

Из уравнений (9.3) и (9.4) или из (9.3a) и (9.4a) определяют $D_{д}$ и $D_{кд}$ или $\alpha_{д}$ и $\alpha_{кд}$.

9.2. Питательные насосные установки

Генерация пара в паровом котле и в ядерной паропроизводящей установке требует непрерывного восполнения соответствующим количеством питательной воды. Питательная насосная установка нагнетает питательную воду, повышая ее давление до $p_{п.н} = (1,25 \div 1,3) p_0$ с учетом сопротивления питательного тракта и парового котла.

Возможно несколько схем включения питательных насосов (рис. 9.12):

1) *одноподъемная*, при которой питательный насос подает воду с конечным давлением через ПВД к питательному узлу парового котла (рис. 9.12,a);

2) *одноподъемная* с последовательным включением *бустерного* (предвключенного) и

основного питательного насосов (рис. 9.12,б);

3) *двухподъемная*, при которой питательные насосы первого подъема прокачивают воду через ПВД к питательным насосам второго подъема, подающим воду в паровой котел (рис. 9.12,в).

Преимущество двухподъемной схемы перед одноподъемными — выполнение ПВД на менее высокое давление ($p_{п.н} \approx 10$ МПа), определяемое тем, что давление воды на входе в насосы второго подъема должно для предотвращения кавитации несколько превышать давление насыщения при температуре воды перед насосами. Недостатки схемы — пониженная надежность питательных насосов второго подъема, перекачивающих воду с высокой конечной ее температурой; усложнение и удорожание питательной установки; повышенный расход электроэнергии на перекачку воды с более высокой температурой; необходимость синхронизации работы насосов I и II подъема и сложность их регулирования.

Сравнение одноподъемной и двухподъемной схем питательной установки показало, что эти схемы энергетически примерно равноценны. Ввиду того, что надежность одноподъемной схемы выше, она применяется повсеместно как в СССР, так и за рубежом.

На энергоблоках небольшой мощности (до 210—220 МВт включительно) применяют одноподъемную схему с одним питательным насосом (рис. 9.12,а), имеющим обычно *электрический привод*. Это обеспечивает простоту и компактность питательной установки, быстроту ее включения в работу. Используемые в качестве привода асинхронные электродвигатели с частотой вращения 3000 об/мин имеют ограниченную мощность, не превышающую 6000—8000 кВт.

При неблочной структуре электростанции производительность питательной установки регулируется прежде всего числом работающих насосов. Для снижения расхода воды, подаваемой электропитательным насосом, при частичных нагрузках применяют *гидромуфты*. Они позволяют осуществить бесступенчатое изменение частоты вращения насоса при неизменной частоте вращения приводного электродвигателя с относительно небольшой энергетической потерей. На ТЭС и АЭС применяют гидромуфты типов МГ-2-650, ЛМЗ-8000 и др. с номинальной передаваемой мощностью 7—8 МВт и автоматической глубиной регулирования по скольжению 3—20%. В качестве рабочей жидкости они используют турбинное масло Т-22 (расход масла 70 м³/ч).

Регулирование подачи электропитательных насосов методом дросселирования необходимо избегать. Несмотря на свою простоту, этот метод не экономичен, так как сопровождается

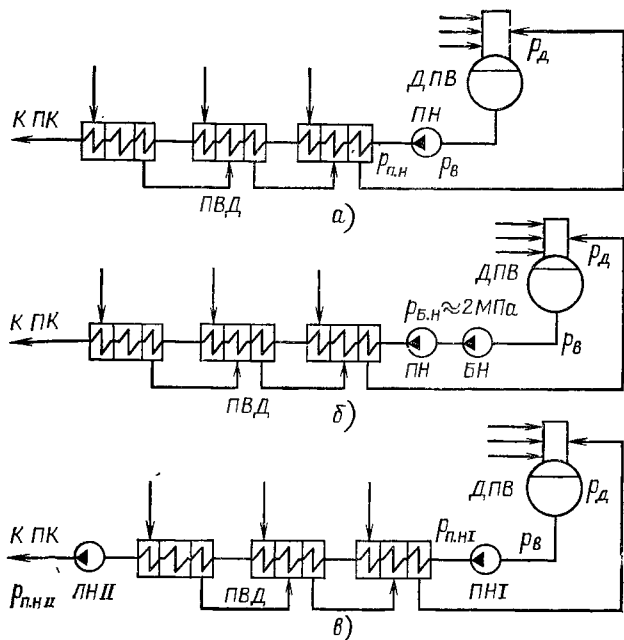


Рис 9.12 Схемы включения питательных насосов:

а — одноподъемная; б — одноподъемная с бустерным (БН) и главным питательным насосом (ПН); в — двухподъемная; ПК — паровой котел; ДПВ — деаэратор питательной воды

потерей давления, износом регулирующих клапанов, значительными энергетическими потерями.

Повышение производительности питательной установки и рост необходимого давления за насосами, что связано с внедрением в энергетику мощных энергоблоков со сверхкритическими параметрами пара, приводит к росту относительной и абсолютной мощности питательных насосов. Эти обстоятельства предопределяют переход к более компактным насосам с частотой вращения ротора до 6000—8000 об/мин, использующим паротурбинный привод. Рост подачи и частоты вращения уменьшает кавитационный запас насоса. Необходимым условием отсутствия кавитации является превышение с некоторым запасом давления воды на входе в насос над давлением насыщенного пара при данной температуре. Решение задачи привело к разделению давления, создаваемого питательным насосом в одноподъемной схеме, между бустерным и главным питательными насосами (рис. 9.13).

Бустерный насос рассчитывают на давление воды за ним примерно 2 МПа и на пониженную частоту вращения, что обеспечивает его бескавитационную работу. Повышение давления воды на входе главного питательного насоса за счет работы бустерного насоса надежно защищает питательную установку от процессов кавитации. На первых энергоблоках сверхкритических параметров бустерные насосы имели самостоятельный электрический

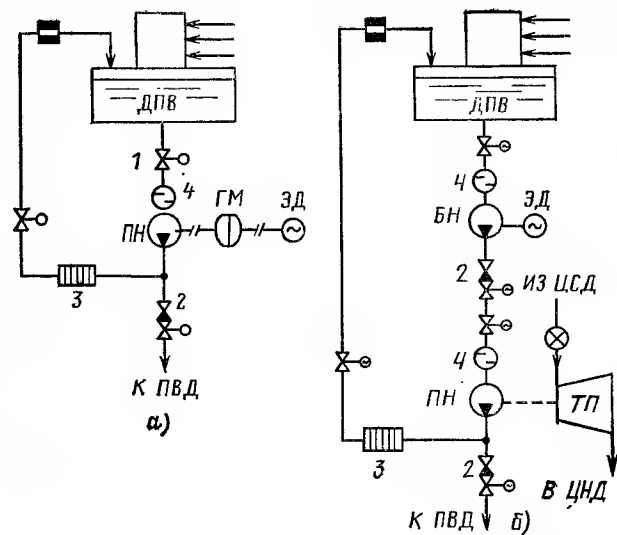


Рис. 9.13. Типы привода питательной установки:
а — электропривод; б — турбопривод основного и электропривод бустерного насоса; 1 — запорная задвижка с электроприводом; 2 — обратный клапан; 3 — дроссельные шайбы; 4 — водяной фильтр; ГМ — гидромуфта; ЭД — электродвигатель; БН, ПН — бустерный и питательный насосы; ТП — турбопривод

привод; на современных энергоблоках 500—1200 МВт бустерные насосы через понижающий редуктор приводятся в действие от общего турбопривода питательной установки.

Установка деаэраторов питательной воды на определенную отметку (выше питательных насосов на 12—15 м) также увеличивает кавитационный запас насосов.

Питательная установка включает дополнительно запорные задвижки на входе и выходе насосов, обратные клапаны, фильтры предварительной очистки воды. Предусматривается сбросное устройство насоса на линии рециркуляции. Оно защищает насосы от запаривания при пуске и работе на холостом ходу и рассчитано на сброс 10—15% полного расхода питательной воды в деаэратор.

При переменной нагрузке *паротурбинный привод* питательных насосов целесообразнее электрического привода. Мощность, потребляемая питательным насосом с электроприводом, изменяется пропорционально второй степени расхода воды $D_{п.н.}$, а с паротурбинным приводом — примерно прямо пропорционально третьей степени расхода воды, т. е. близко к условиям идеального регулирования:

$$N_{пн} = aD_{п.н.}^2, \quad N_{т.п.н} = a_1D_{п.н.}^3, \quad (9.5)$$

где a и a_1 — коэффициенты пропорциональности.

Таким образом, потребление мощности насосом с турбинным приводом всегда меньше, чем насосом с электроприводом. Турбинный привод позволяет плавно изменять частоту вращения изменением подачи пара на приводную турбину.

Для привода питательных насосов применяют турбины конденсационного типа (рис. 9.14,б) или с противодавлением (рис. 9.14,в). Конденсационные приводные турбины имеют обычно свой конденсатор, эжекторную установку, конденсатные насосы и т. д. Отработавший пар конденсационной приводной турбины в некоторых случаях отводит непосредственно в конденсатор главной турбины (рис. 9.14,а).

Питание приводной турбины свежим паром не выгодно, так как из-за высоких параметров пара ее КПД низок. Отработавший пар турбопривода питательного насоса с противодавлением (рис. 9.14,в) смешивается в главной турбине с основным потоком пара (питательные установки турбин К-300-240, Т-250-240), и в последующих ступенях работает объединенный поток пара.

При большой мощности главной турбины для разгрузки последних ее ступеней целесообразно иметь приводную турбину с конденсацией пара (рис. 9.14,б). Такой тип приводной турбины широко применяется в СССР и за рубежом в крупных энергоблоках.

Кроме приведенных выше примеров параллельного включения приводной турбины по отношению к главной турбине, возможно *последовательное включение турбопривода*: на свежем паре перед главной турбиной или между ее цилиндрами взамен части турбинных ступеней. Ввиду ненадежности схемы она в СССР не применяется.

На электростанциях с промежуточным перегревом пара на турбопривод питательных насосов можно отбирать пар как холодный (до промежуточного перегрева), так и горячий (после промежуточного перегрева). Использование холодного пара связано с потерей дополнительной работы, получаемой благодаря промежуточному перегреву пара (рис. 9.14,б, в). Холодный пар после работы в приводной турбине с противодавлением не следует возвращать в ступени главной турбины, так как при недостаточно тщательном перемешивании его с основным, более горячим потоком пара в деталях турбины могут возникнуть дополнительные термические напряжения, снижающие надежность ее работы. Приводная турбина конденсационного типа при этом неприменима ввиду недопустимо высокой влажности отработавшего пара приводной турбины, работающей на холодном паре.

Расход пара $D_{т.п.}$ на приводную турбину бустерного и главного питательного насосов, кг/с (при наличии общего привода), определяется из уравнения энергетического баланса:

$$D_{т.п.} = \frac{D_{п.н.}v_{ср}(p_{п.н.} - p_в)}{H_{т.п.} \gamma_{т.п.} \gamma_{м.т.п.}}, \quad (9.6)$$

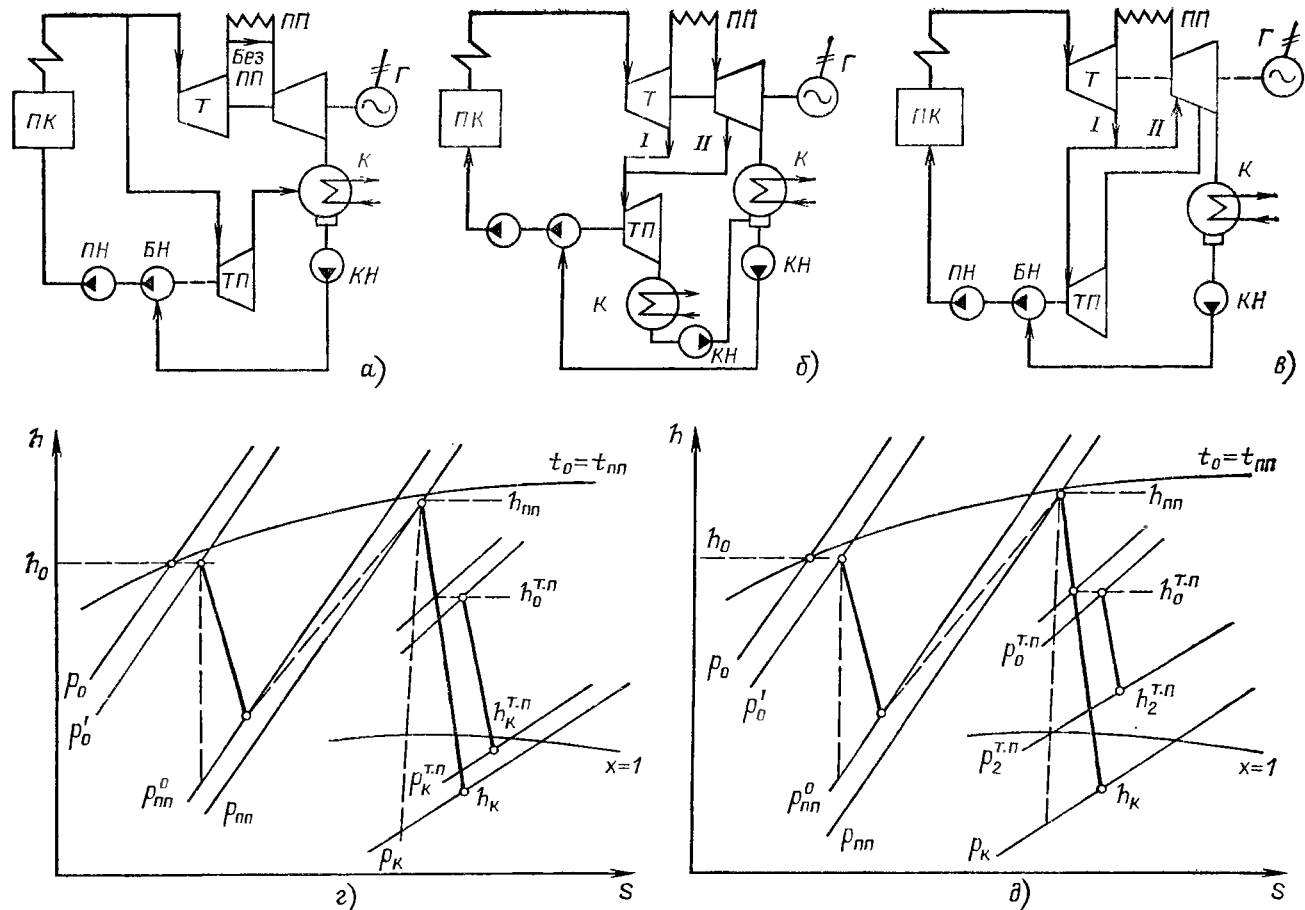


Рис. 9.14 Схемы включения приводных турбин питательной установки:

а — турбопривод на свежем паре (главная турбина с промежуточным перегревом пара и без него); б — турбопривод конденсационного типа на холодном (I) и горячем (II) паре после промежуточного перегрева; в — турбопривод с противодавлением на холодном (I) и горячем (II) паре после промежуточного перегрева; г — процесс работы пара главной и приводной турбины конденсационного типа; д — процесс работы пара главной турбины и турбопривода с противодавлением

где $D_{п.н}$ — подача воды питательным насосом, кг/с; $v_{ср}$ — удельный объем воды, м³/т; $H_{i.т.п.}$ — теплоперепад пара в турбоприводе, кДж/кг; η_n — КПД насоса; $\eta_{м.т.п.}$ — механический КПД приводной турбины; $p_{п.н}$ — давление воды за питательным насосом, МПа; $p_v \approx p_d$ (давление пара в деаэраторе). При электрическом приводе бустерного насоса принимают $p_v = p_{б.н} = p_{н.в} + \Delta p_k$, МПа. Давление $p_{н.в}$ соответствует температуре насыщения жидкости перед главным питательным насосом; кавитационный запас насоса $\Delta p_k \approx 0,9$ МПа. В долях расхода свежего пара на главную турбину D_0 получим:

$$\alpha_{т.п} = \frac{D_{т.п}}{D_0} = \alpha_{п.н} \frac{v_{ср}(p_{п.н} - p_v)}{H_{i.т.п.} \eta_n \eta_{м.т.п.}}, \quad (9.6a)$$

где $\alpha_{п.н} \geq 1$.

Таким образом, доля расхода пара на приводную турбину зависит в основном от отношения работы насоса $H_{н.а} = v_{ср}(p_{п.н} - p_v)$, кДж/кг, и работы пара в приводной турбине $H_{i.т.п.}$. Если приводная турбина конденсацион-

ная и снабжается свежим паром, то $H_{i.т.п.} = H_i$, где H_i — теплоперепад пара в главной турбине. При значениях $H_{н.а} = 35$ кДж/кг; $H_{i.т.п.} = H_i = 1500$ кДж/кг; $\eta_n \eta_{м.т.п.} = 0,83 \cdot 0,99 = 0,82$; $\alpha_{п.н} = 1,015$ будем иметь $\alpha_{т.п} \approx 1,24$; $\frac{H_{н.а}}{H_{i.т.п.}} \approx 2,24 \frac{35}{1500} \approx 0,029$, т. е. расход пара на приводную турбину составляет около 2,9% расхода пара на главную турбину. Если приводная турбина питается паром из отбора главной турбины и $H_{i.т.п.} = 950$ или 600 кДж/кг (приводная турбина конденсационная или с противодавлением), то соответственно

$$\alpha_{т.п} \approx 1,24 \frac{35}{950} \approx 0,046 \quad \text{и} \quad \alpha_{т.п} = 1,24 \frac{35}{600} \approx 0,068.$$

Условием тепловой экономичности парового или электрического привода питательного насоса служит следующее соотношение:

$$\eta_n \eta_{т.п.} \eta_{т.п.} \geq \eta_n^{\text{сп}} \eta_{п.н.}, \quad (9.7)$$

где коэффициенты полезного действия преобразования и передачи энергии при турбоприводе и электроприводе соответственно равны:

$$\eta_{т.п.} = \eta_{oi}^{т.п.} \eta_{г}^{т.п.} \eta_{др}^{т.п.} \quad (9.8)$$

$$\eta_{эп.} = \eta_{oi} \eta_{г} \eta_{тр.э} \eta_{эд} \eta_{гм} \quad (9.9)$$

Здесь η_{oi} , $\eta_{oi}^{т.п.}$ — внутренние относительные КПД главной и приводной турбин; $\eta_{г}$, $\eta_{г}^{т.п.}$ — механические КПД главной и приводной турбин; $\eta_{др}$ — коэффициент дросселирования при транспорте пара в тракте приводной турбины; $\eta_{г}$ — КПД генератора; $\eta_{тр.э}$ — КПД электрического трансформатора и электрической сети собственных нужд; $\eta_{эд}$ — КПД приводного электродвигателя; $\eta_{гм}$ — КПД гидромуфты.

Конечным критерием тепловой экономичности любого типа привода служат расчетные затраты, учитывающие капитальные и эксплуатационные расходы. Результат сравнения зависит от режима работы насосов и стоимости топлива; при продолжительной работе их с пониженными нагрузками и относительно дорогом топливе может быть выгоднее паротурбинный привод питательного насоса, а не электропривод.

Теплоэлектроцентрали Советского Союза с начальным давлением пара перед турбинами 9 и 13 МПа большей частью не имеют промежуточного перегрева пара и работают по неблочной схеме. Питательные насосы имеют, как правило, электрический привод. Паровой привод питательных насосов целесообразен, если отработавший пар приводных турбин можно использовать в течение всего года для нужд внешнего теплового потребления. Такое решение безусловно экономически выгодно, если паром, отработавшим в приводных турбинах, не вытесняется пар из отборов главных турбин и с отработавшим паром приводных турбин отпускается дополнительное количество теплоты внешним потребителям. В случае вытеснения этим паром отборов из главных турбин выбор парового или электрического привода питательных насосов подлежит технико-экономическому сравнению.

9.3. Бездеаэраторные схемы паротурбинных установок

До недавних пор содержание кислорода в питательной воде энергоустановок считалось недопустимым. Проведенные в СССР научные исследования и имеющийся эксплуатационный опыт позволили внедрить на ряде энергоблоков сверхкритических параметров пара так называемый *нейтрально-кислородный* водный режим (НКВР) с дозированием в тракт основного конденсата избыточного количества кислорода. Переход энергоблока с традиционного гидразин-аммиачного водного режима на НКВР допустим при условии низкой удельной электрической проводимости конденсата, не превышающей

0,2 мкСм/см, т. е. при 100 %-ной очистке конденсата в блочной обессоливающей установке (БОУ).

При оптимальной начальной концентрации дозированного кислорода примерно 200 мкг/кг НКВР улучшает коррозионное состояние конденсато-питательного тракта, уменьшает вынос соединений железа в поверхности нагрева котла. Вследствие этого удается увеличить более чем вдвое периоды между водными промывками нижней радиационной части (НРЧ) прямоточных котлов. Ввод избыточного кислорода в тракт, например на входе конденсатных насосов после БОУ, приводит к образованию защитных оксидных и гидроксидных пленок на перлитных сталях и к значительному подавлению коррозии, т. е. к пассивации металлических поверхностей.

Советский опыт применения НКВР показал, что благоприятное влияние избыточного кислорода позволяет отказаться от применения нержавеющей сталей при изготовлении трубок поверхностей нагрева регенеративных подогревателей и использовать для этой цепи низколегированную перлитную сталь.

На некоторых ТЭС переход к НКВР осуществлен закрытием выпара из деаэратора питательной воды, вводом в тракт перед конденсатными насосами II ступени кислорода в количестве 150—200 мкг/кг, 100 %-ной очисткой конденсата в БОУ. Применение НКВР при открытом выпаре деаэратора позволяет вывести углекислоту, образующуюся при термическом разложении бикарбонатов в конденсатном тракте. При такой схеме работы дозировка кислорода должна осуществляться в двух точках — на входе конденсатных и питательных насосов.

Использование бездеаэраторных схем энергоблоков связано не только с возможностью отказа от деаэрации воды при переходе к нейтрально-кислородному водному режиму. При этом повышается экономичность турбоустановки из-за отсутствия дросселирования отборного пара и выпара деаэратора, снижается расход электроэнергии на собственные нужды (отсутствие бустерных насосов), уменьшаются капитальные затраты, отпадает необходимость предпусковой деаэрации воды. Однако следует помнить, что деаэратор выполняет в тепловой схеме ряд ответственных функций, связанных с работой системы регенерации и питательной установки. К нему подводится дренажи греющего пара ПВД, пар из расширителя непрерывной продувки, конденсат испарителей, пар уплотнений турбины и штоков стопорно-регулирующих клапанов. В деаэраторный бак возвращается питательная вода линии рециркуляции питательных насосов и т. п.

Бездеаэраторная схема осуществима и в режиме деаэрации питательной воды, если учесть, что процесс деаэрации конденсата осуществляется в конденсаторе главной турбины и особенно в вакуумных смешивающих ПНД, широко внедряемых на новых энергоблоках.

Эти обстоятельства заставляют пересмотреть традиционные решения тепловой схемы с деаэраторными установками, которые усложняют эксплуатацию электростанции и удорожают стоимость установленного киловатта мощности. К примеру, на Кармановской ГРЭС ВТИ реализована бездеаэраторная схема работы энергоблока 300 МВт, в которой нашел отражение ряд достижений по совершенствованию оборудования и водного режима. Первые ПНД после конденсатора выполнены смешивающего типа, вертикальными, включенными по схеме с перекачивающими конденсатными насосами. Эти ПНД имеют в своих корпусах определенный демпфирующий запас воды для устойчивой работы конденсатных насосов. Необходимое количество этой воды с учетом ее наличия в конденсаторосборнике конденсатора главной турбины составляет на энергоблоках 300—800 МВт 20—50 м³. Деаэратор питательной воды заменен дополнительным пятым ПНД поверхностного типа (на Кармановской ГРЭС его функции выполняет исключенный из схемы ПВД3). Конденсатные насосы третьей

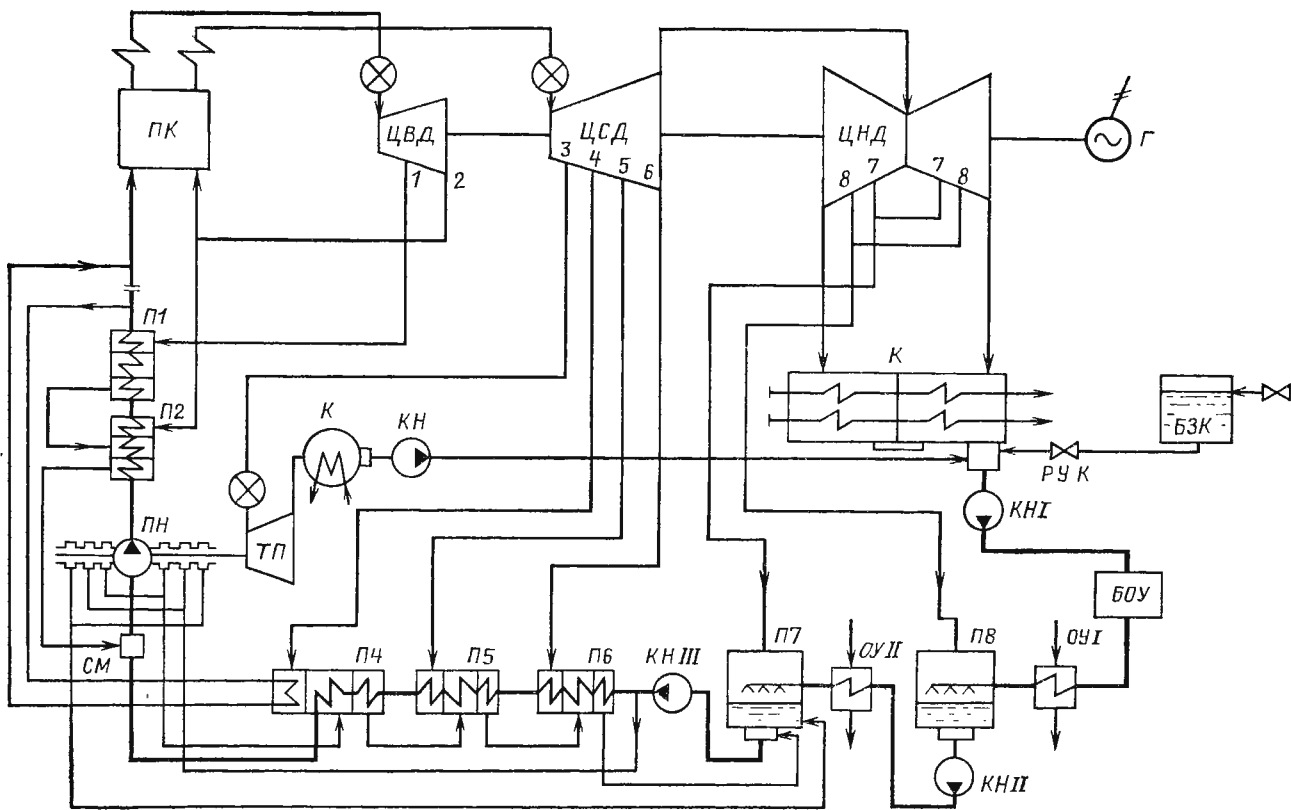


Рис. 9.15. Бездеаэраторная схема энергоблока на сверхкритических параметрах пара: БЗК — бак запаса конденсата; РУК — регулятор уровня конденсата; СМ — смеситель

ступени служат также в качестве бустерных насосов; сами бустерные насосы из схемы исключены. Дренажи греющего пара после ПВД1 и ПВД2 введены в смеситель перед питательным насосом. Это мероприятие наряду с повышением температуры воды за ПНД5 из-за отсутствия дросселирования пара четвертого отбора увеличило температуру питательной воды перед питательными насосами до 180°C и позволило отказаться от ПВД3. Удаление ПВД3 из тепловой схемы обусловлено и понижением надежности его работы по сравнению с надежностью работы ПВД1 и ПВД2. В обычной схеме в ПВД3 по сравнению с ПВД1 и ПВД2 наблюдается более интенсивная кавитационная эрозия, зависящая от кавитационного запаса. По данным ЦКТИ и других авторов, примерно 70—80 % соединений железа, поступающих из регенеративного тракта, выносятся из ПВД3.

На рис. 9.15 приведен вариант бездеаэраторной схемы крупного энергоблока на сверхкритических параметрах пара, разработанной ЦКТИ и МЭИ. Проведенные расчеты подтвердили целесообразность включения пароохладителя дополнительного ПНД по схеме Виолен. Сам ПНД рассчитан на давление воды за конденсатными насосами, а его пароохладитель — на полное давление питательной воды. Ликвидация деаэраторного бака в качестве демпфирующей емкости пароводяного тракта и необходимости повышения надежности эксплуатации энергоблоков с ростом их мощности требуют поддержания достаточного уровня воды в конденсаторно-сборниках конденсатора и смешивающих ПНД и автоматического регулирования уровней воды и режима работы насосов. Дополнительный запас воды на электростанции предусмотрен в утепленных баках запаса конденсата (БЗК); он используется при работе регулятора уровня в конденсаторе (РУК). Автоматические регуляторы уровня предусмотрены и в смешивающих

ПНД. В некоторых случаях в бездеаэраторной схеме предусматривают дополнительный демпферный бак вместимостью до 100 м^3 , подключаемый параллельно смешивающему ПНД П7 на входе III ступени конденсатных насосов.

Отсутствие деаэратора заставляет изменить схему отвода протечек из концевых уплотнений питательного насоса, а также линию рециркуляции воды при его пуске. Для повышения надежности схемы конденсатные насосы включены по системе АВР (автоматического включения резерва). Время запуска этих насосов по АВР меньше времени выдержки сигнала отключения питательных насосов по падению давления на всасе.

Применение бездеаэраторной схемы требует некоторого увеличения давления воды за последней ступенью конденсатных насосов с учетом необходимого кавитационного запаса на всасе питательных насосов ($p_{\text{ПН}}^{\text{вх}} \geq 2 \div 2,2\text{ МПа}$). Исключение из схемы ПВД3 снижает гидравлическое сопротивление тракта. Применительно к энергоблоку 300 МВт затраты мощности на насосы пароводяного тракта, по данным УралВТИ, уменьшаются примерно на 150 кВт.

Нейтрально-кислородный водный режим пока применяется в основном на газомазутных энергоблоках, что позволяет практически предотвратить железоокисные отложения в НРЧ паровых котлов. Более широкому внедрению НКВР могут воспрепятствовать обнаружившиеся повреждения трубок ПВД, опасность водородного охрупчивания котельной стали и другие трудности. Поэтому возникает необходимость применения бездеаэраторной схемы и в условиях гидразин-аммиачного водного режима. Возможность такого решения обуславливается применением специальных смешивающих ПНД с повышенной деаэрационной способностью (конструк-

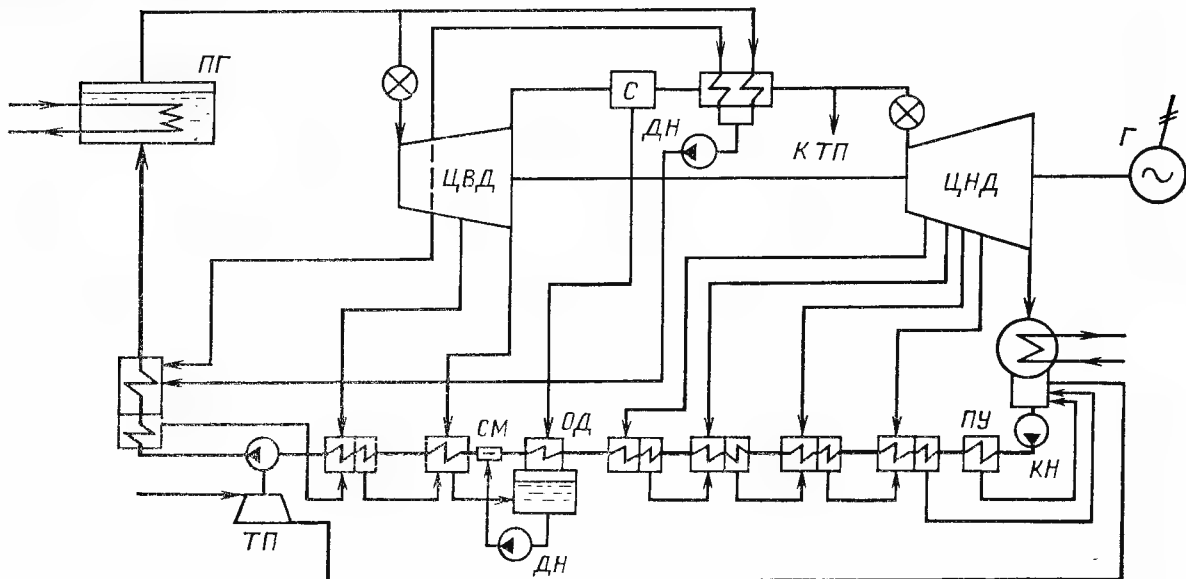


Рис. 9.16. Безаэрационная схема энергоблока мощностью 1175 МВт АЭС фирмы «Вестингауз»: ОД — охладитель сепарата влаги СПП; СМ — смеситель; ПУ — подогреватель уплотнений; ДН — дренажный насос

ции ЦКТИ) с конденсатороборниками увеличенного объема. Необходимо также осуществлять отсос неконденсирующихся газов из ПВД для вывода углекислоты из тракта.

Расчеты, выполненные ЦКТИ и МЭИ, показали, что применение безаэрационной схемы на энергоблоке мощностью 800 МВт увеличивает КПД установки на 0,1—0,7 % (относительных) в зависимости от нагрузки,

а годовой народнохозяйственный эффект внедрения этой схемы на таком блоке составляет 400—600 тыс. руб.

Безаэрационные схемы нашли применение в зарубежной энергетике. На рис. 9.16 приведена принципиальная тепловая схема энергоблока 1175 МВт двухконтурной АЭС. Схема регенеративного подогрева воды состоит из одного ПВД, шести ПНД, охладителя сепарата влаги СПП и подогревателя уплотнений.

Глава десятая

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОБОРУДОВАНИЯ ТЭС

10.1. Энергетические характеристики энергоблоков

Графические и аналитические зависимости расходов пара, теплоты, условного топлива на энергоблок от электрической нагрузки называются *энергетическими характеристиками* энергоблока. Спрямленная топливная характеристика описывается для области электрических нагрузок энергоблока следующими выражениями:

до излома

$$B = B_x + b' N_{\text{э}}; \quad (10.1)$$

после излома

$$B = B_x + b' N'_{\text{э}} + b'' (N_{\text{э}} - N'_{\text{э}}). \quad (10.1a)$$

Таким образом, характеристика действительна для диапазона нагрузок от минимально допустимой $N_{\text{т.м}}$ до номинальной $N_{\text{ном}}$.

На рис. 10.1 приведена топливная характеристика энергоблока 300 МВт с пылеугольным котлом. Характеристика, спрямленная с одним

изломом. Угловой коэффициент первой прямой $b' = 0,286 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$, второй прямой $b'' = 0,309 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$.

Первая прямая отсекает на оси ординат величину $B_x = 10,2 \text{ т/ч}$.

Точка излома характеристики $N'_{\text{э}} = 250 \text{ МВт}$. Технически минимальная электрическая нагрузка при работе котла на угольной пыли (технический минимум) $N_{\text{т.м}} = 210 \text{ МВт}$.

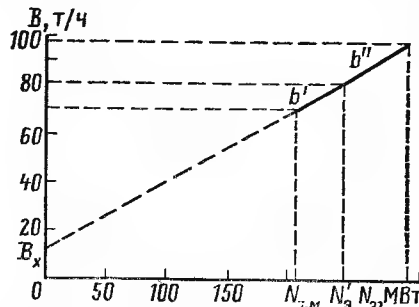


Рис. 10.1. Топливная характеристика энергоблока 300 МВт

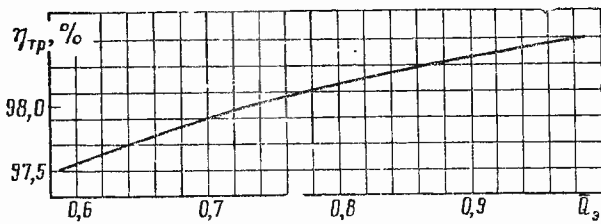


Рис. 10.2. Кривая изменения $\eta_{тр}$ в зависимости от мощности

Приводим показатели для трех режимов:

	$N_{т.м}$	N'	$N_{ном}$
$N_э$, МВт	210	250	300
B , т/ч	70,26	81,70	97,15
b_y , кг/(кВт·ч)	0,335	0,327	0,324
То же, %	103,3	100,9	100

Таким образом, наиболее экономичным является режим номинальной нагрузки. Это справедливо для всех отечественных энергоблоков. При минимальной нагрузке повышение удельного расхода топлива по сравнению с режимом номинальной нагрузки достигает 3,3%.

Энергетические характеристики энергоблоков типа (10.1) опытным путем могут быть получены прямым балансом с достаточной точностью только при работе на газе.

Топливная характеристика энергоблока подсчитывается на базе энергетических характеристик турбин и котла:

$$B = \frac{N_э}{\eta_{т.у} \eta_{п.к} \eta_{тр} Q_{п.к}} \quad (10.2)$$

Так как $N_э/\eta_{т.у} = Q_э$, имеем:

$$B = Q_э / (Q_{п.к} \eta_{п.к} \eta_{тр}) \quad (10.3)$$

Величины $Q_э = f(N_э)$ и $\eta_{т.у} = f(Q_{т.у})$ являются характеристиками турбины и котла, которые используются при расчете значения B ; $\eta_{тр}$ — коэффициент транспорта теплоты:

$$\eta_{тр} = \frac{Q_{т.у}}{Q_{п.к}} = \frac{Q_{т.у}}{Q_{т.у} + \Delta Q_{тр}} = \frac{1}{1 + \Delta Q_{тр}/Q_{т.у}}$$

Потери энергии $\Delta Q_{тр}$ не зависят от нагрузки $\Delta Q_{тр} = \Delta Q_{тр}^{ном}$.

На рис. 10.2 дана кривая изменения $\eta_{тр}$ с изменением нагрузки.

Энергетические характеристики энергоблоков используются при расчете технико-экономических показателей (ТЭП) энергоблоков и ТЭС как при проектировании (расчетные показатели), так и в процессе эксплуатации и при оптимизации режимов работы ТЭС.

10.2. Энергетические характеристики конденсационных турбин

Наиболее полные данные по энергетическим характеристикам турбины, носящие нормативный характер, содержатся в типовых энергетических характеристиках, выпускаемых Союзтехэнерго. В состав типовых энергетических характеристик турбин включаются диаграммы режимов с необходимыми поправками для приближенных оценок показателей турбоустановки. Типовые характеристики дают зависимости $D_0 = f(N_э)$; $Q_{т.у} = f(N_э)$, которые действительны при определенных условиях $D_0 = D_{п.в}$, т. е. не учитываются продувка и отпуск пара из отборов турбины на собственные нужды; параметры свежего пара и промежуточного перегрева — номинальные; тепловая схема полностью соответствует расчетной;

$G_{ц.в} = G_{ц.в}^{ном}$; $t_{в1} = t_{в1}^p$ — расчетная температура охлаждающей воды.

Типовые характеристики содержат многочисленные поправочные кривые, позволяющие внести поправки на отклонения параметров турбоустановки от их номинальных значений. Значимость этих поправок существенно различна. Наиболее значительна поправка на вакуум. Даются графики для определения поправки к давлению в конденсаторе при изменении температуры охлаждающей воды.

Приводим примеры типовых энергетических характеристик $Q_{т.у} = f(N_э)$, МВт:

для К-200-130 $Q_{т.у} = 23,25 + 2,16N_э + 0,1 \times (N_э - 190)$;
для К-300-240 (ХТГЗ) $Q_{т.у} = 76,0 + 2,0N_э + 0,217(N_э - 251,83)$.

Характеристика для К-200-130 справедлива при $G_{п.в}^p = 25000$ м³/ч и $t_{в1}^p = 10^\circ\text{C}$; характеристика для К-300-240 действительна при $p_k = 0,0035$ МПа.

Как видно из приведенных выражений, типовые характеристики турбин спрямленные с переломом. Таким образом, типовые харак-

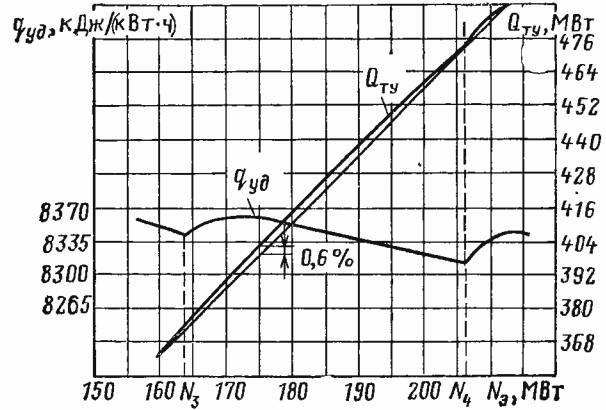


Рис. 10.3. Энергетическая характеристика турбины К-200-130 по опытным данным

теристики не отражают небольшую кривизну действительных характеристик турбин, обусловленную дросселированием пара в их регулирующих клапанах.

На рис. 10.3 приведена характеристика турбины К-200-130 по данным испытаний для области открытия 3-го и 4-го клапанов. Кривизна характеристики отражает влияние дросселирования пара при открытии третьего, а затем четвертого клапанов.

Типовые характеристики строятся по результатам нескольких тепловых испытаний, различающихся между собой, а потому их усредняют и спрямляют. Ломаная линия с одним переломом достаточно точно отражает характеристику турбины, а также энергоблока.

10.3. Энергетические характеристики теплофикационных турбин

В гл. 7 приводились данные о типовых характеристиках турбины Р-100-130/15. Там же сказано о характеристиках турбины ПТ-60-130. Энергетическая характеристика турбины ПТ-60-130 типа $D_0 = f(D_{\text{пр}}, D_{\text{тр}})$ требует набора поправок прежде всего на отклонения давлений $p_{\text{п}}$ и $p_{\text{т}}$ от номинальных значений. В то же время находят применение аналитические многофакторные характеристики теплофикационных турбин, полученные путем обработки данных типовых характеристик с использованием программы регрессионного анализа для ЭВМ. Аналитические характеристики обычно дают в форме полиномов второй степени.

Рассмотрим аналитические многофакторные энергетические характеристики турбины Т-100-130. Для режима с трехступенчатым подогревом сетевой воды имеем: $N_a = f(Q_{\text{т}}, G_{\text{с.в.}}, t_{\text{о.с.}})$; $Q_{\text{т}}$, МВт; $G_{\text{с.в.}}$, т/ч; $t_{\text{о.с.}}$, °С. В нормированном виде имеем следующую аналитическую характеристику:

$$N_a = 71,37 + 12,23X_1 + 2,58X_2 - 3,84X_3 - 0,48X_1^2 + 0,97X_1X_2 - 0,98X_1X_3 - 1,11X_2^2 - 0,91X_1X_2 - 0,59X_3^2. \quad (10.4)$$

Здесь $X_1 = (Q_{\text{т}} - 139)/23,2$; $X_2 = (G_{\text{с.в.}} - 4000)/1009$; $X_3 = (t_{\text{о.с.}} - 55)/10$.

Характеристика действительна для следующей области:

$$\begin{aligned} 92,6 &\leq Q_{\text{т}} \leq 186 \text{ МВт}; \\ 2900 &\leq G_{\text{с.в.}} \leq 5100 \text{ м}^3/\text{ч}; \\ 35 &\leq t_{\text{о.с.}} \leq 70^\circ\text{С}. \end{aligned}$$

Пример 10.1. Рассчитать режим трехступенчатого подогрева сетевой воды турбины Т-100-130 при $Q_{\text{т}} = 180$ МВт; $G_{\text{с.в.}} = 3600$ м³/ч; $t_{\text{о.с.}} = 45^\circ\text{С}$.

По (10.4) имеем:

$$X_1 = \frac{180 - 139}{23,2} = +1,75; \quad X_2 = \frac{3600 - 4000}{1000} = -0,4;$$

$$X_3 = \frac{45 - 55}{10} = -1,0.$$

$$\begin{aligned} N_a &= 71,37 + 12,23 \cdot 1,75 + 2,58(-0,4) - 3,84(-1,0) - \\ &- 0,48 \cdot 1,75^2 + 0,97 \cdot 1,75(-0,4) - 0,98 \cdot 1,75(-1,0) - \\ &- 1,11(0,4)^2 - 0,91(-0,4)(-1,0) - 0,59(-1,0)^2 = \\ &= 94,04 \text{ МВт}; \end{aligned}$$

$$\varepsilon = \frac{94,04}{180} = 0,522 \text{ (606 кВт} \cdot \text{ч/Гкал)}.$$

Результат показывает, что в рассмотренном режиме работы турбины по тепловому графику развиваемая электрическая мощность оказывается меньше номинальной из-за повышенных давлений теплофикационных отборов.

Аналитическая характеристика показывает влияние основных факторов — $Q_{\text{т}}$, $G_{\text{с.в.}}$, $t_{\text{о.с.}}$ на электрическую мощность и удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении ε , значения которых снижаются при снижении $G_{\text{с.в.}}$ и повышении $t_{\text{о.с.}}$. Это обусловлено тем, что давления отопительных отборов при $Q_{\text{т}}$ повышаются со снижением $G_{\text{с.в.}}$ и повышением $t_{\text{о.с.}}$ и соответственно снижается N_a .

Поскольку режим трехступенчатого подогрева сетевой воды является режимом с противодавлением, удельный расход теплоты на выработку электроэнергии следует считать по приведенной выше формуле (7.7).

Для режима двухступенчатого подогрева сетевой воды при работе турбины Т-100-130 по тепловому графику имеем:

$$N_a^* = 75,63 + 12,56X_1 + 1,54X_2 - 2,51X_3 - 0,26X_1^2 + 0,78X_1X_2 - 0,54X_1X_3 - 0,81X_2^2 + 0,27X_2X_3. \quad (10.5)$$

Для этого же режима мощность теплового потока на турбину равна:

$$Q_{\text{ту}} = 221,0 + 37,3X_1 - 1,73X_2 + 1,27X_3 + 0,116X_1^2 - 0,58X_1X_2 + 1,62X_2^2 - 1,04X_2X_3 + 0,46X_3^2. \quad (10.6)$$

Для режима одноступенчатого подогрева сетевой воды при работе турбины Т-100-130 по тепловому графику:

$$N_a = 72,56 + 11,59X_1 + 1,73X_2 - 2,89X_3 - 0,34X_1^2 + 0,37X_1X_2 - 0,29X_1X_3 - 0,33X_2^2 - 0,48X_2X_3 + 0,46X_3^2. \quad (10.7)$$

Для этого режима мощность теплового потока на турбину:

$$Q_{\text{ту}} = 230 + 38,3X_1 - 2,67X_2 + 2,44X_3 - 0,116X_1^2 - 0,69X_1X_2 + 1,97X_2^2 - 0,69X_2X_3 + 0,465X_3^2. \quad (10.8)$$

При работе по электрическому графику расход пара и мощность теплового потока на турбину зависят от пяти факторов:

$$Q_{\text{ту}} = f(Q_{\text{т}}, G_{\text{с.в.}}, t_{\text{о.с.}}, N_a, t_{\text{в1}}), \quad (10.9)$$

где $t_{\text{в1}}$ — температура охлаждающей воды.

В этих режимах $N_a > N_a^*$, где N_a^* — мощность при том же режиме тепловой нагрузки, но при работе по тепловому графику. При двухступенчатом подогреве сетевой воды и при работе турбины Т-100-130 по электрическому графику мощность теплового потока на турбину $Q_{\text{ту}}$, МВт, равна

$$\begin{aligned} Q_{\text{ту}} &= 252,0 + 11,25X_1 - 4,4X_2 + 5,93X_3 + 20,4X_4 + \\ &+ 1,74X_5 + 0,575X_1X_4 - 0,35X_2X_4 + 0,81X_3X_4 - 2,08X_1X_2 + \\ &+ 0,925X_1X_3 + 2,2X_2^2 - 2,43X_2X_3 + 1,5X_3^2 + 0,69X_5^2. \end{aligned} \quad (10.10)$$

$$\text{Здесь } X_4 = \frac{N_a - 90}{10}; \quad X_5 = \frac{t_{\text{о.с.}} - 20}{10}.$$

Характеристика действительна при $40 < N_a < 110$ МВт; $5 < t_{\text{о.с.}} < 33^\circ\text{С}$.

Мощность теплового потока на турбину $Q_{\text{ту}}$, МВт, при одноступенчатом подогреве и работе по электрическому графику равна

$$\begin{aligned} Q_{\text{ту}} &= 269 + 12,1X_1 - 6,75X_2 + 9,5X_3 + 23,9X_4 + 2,44X_5 + \\ &+ 0,58X_4^2 - 0,35X_1X_4 + 0,81X_3X_4 + 1,04X_1^2 - 2,44X_1X_2 + \\ &+ 0,81X_1X_3 + 3,35X_2^2 - 0,464X_2X_3 + 0,7X_3^2. \end{aligned} \quad (10.11)$$

Для конденсационного режима применимы двухфакторные характеристики типа $N_a = f(D_0, t_{o,v})$; $Q_{тy} = f(D_0, t_{o,v})$.

Мощность теплового потока на турбину Т-100-130 при конденсационном режиме

$$Q_{тy} = 178 + 44,6X_4 - 3,37X_5 + 0,23X_4^2 - 0,116X_4X_5 - 1,62X_5^2. \quad (10.11a)$$

Приводим аналитические характеристики для турбины Т-175-130. Для режимов с двухступенчатым подогревом сетевой воды при работе по тепловому графику, т. е. с отключением ЦНД задвижками на ресиверных трубах и с подачей в ЦНД охлажденного пара из верхнего теплофикационного отбора в количестве 30 т/ч:

мощность, развиваемая турбиной, МВт,

$$N_a = 131,8 + 30,62X_1 + 10,92X_2 - 23,9X_3 - 5,5X_1^2 + 5,58X_1X_2 - 5,75X_1X_3 - 3,65X_2^2; \quad (10.12)$$

расход пара на турбину, т/ч,

$$D_0 = 573 + 174,1X_1 + 14,2X_2 - 36,1X_3 - 4,3X_1^2 + 7,15X_1X_2 - 8,2X_1X_3 - 4,73X_2^2; \quad (10.13)$$

мощность теплового потока на выработку электроэнергии, МВт,

$$Q_s = 160 + 29,3X_1 + 8,3X_2 - 17,9X_3 - 4,9X_1^2 + 4,05X_1X_2 - 5,1X_1X_3 - 4,3X_2^2.$$

Для приведенных характеристик турбины Т-175-130:

$$X_1 = \frac{Q_{тy} - 243}{81,6}; \quad X_2 = \frac{G_{c,v} - 5000}{1000};$$

$$X_3 = \frac{t_{o,c} - 55}{20}.$$

Приводим также аналитические характеристики для режимов двухступенчатого подогрева по электрическому графику:

$$N_a = 155,1 + 29,4X_2 - 15,2X_3 + 10,4X_4 - 4,3X_5 - 1,4X_2X_4 + 0,6X_2X_5 - 3,4X_3^2 + 5,7X_3X_4 - 3,6X_3X_5 - 5,3X_4^2 + 3,3X_4X_5 - 0,1X_5^2; \quad (10.14)$$

$$D_0 = 526,9 + 76,7X_1 + 51,8X_3 - 35,7X_4 + 14,8X_5 - 2,6X_1^2 + 14,2X_3^2 - 18,6X_3X_4 + 10,5X_3X_5 + 17,21X_4^2 - 11,6X_1X_5 + 0,5X_5^2. \quad (10.15)$$

$$\text{Здесь } X_1 = \frac{N_a - 150}{50}; \quad X_2 = \frac{D_0 - 600}{100}; \quad X_3 =$$

$$= \frac{Q_{тy} - 232}{58}; \quad X_4 = \frac{G_{c,v} - 4000}{1000}; \quad X_5 = \frac{t_{o,c} - 55}{10}.$$

Пример 10.2. Рассмотрим изменение N_a при работе турбины Т-175-130 по тепловому графику в течение отопительного сезона. Данные по кривой Россандера берем из примера в гл. 8; $\tau'_{o,t} = 2178$ ч — время работы с полной нагрузкой отопительных отборов. Режиму соответствует $t_{н,v} = -5,0^\circ\text{C}$.

Рассмотрим режимы при $t_{н,v} = -25,2; -10; -5; 0; +8^\circ\text{C}$. Приводим расчет режимов по характеристикам при двухступенчатом подогреве по (10.12), (10.13).

Режим $t_{н,v} = -25,2^\circ\text{C}$:

$$[Q_{тy} = Q_{тy}^{\text{ном}} = 313,2 \text{ МВт}; \quad t_{o,c} = 50^\circ\text{C}; \quad t_{н,c} = 150^\circ\text{C};$$

$$G_{c,v} = \frac{Q_{c,v}}{c_{в,t_{н,c}} - c_{в,t_{o,c}}} = \frac{522 \cdot 10^3}{(150 - 50) 4,19} = 1230 \text{ кг/с} = 4455 \text{ т/ч};$$

$$X_1 = \frac{313,2 - 243}{81,6} = +0,86; \quad X_2 = \frac{4455 - 5000}{1000} =$$

$$= -0,545; \quad X_3 = \frac{50 - 55}{20} = -0,25;$$

$$N_a = 131,8 + 30,62 \cdot 0,86 - 10,92 \cdot 0,545 + 23,9 \cdot 0,25 - 5,05 \cdot 0,86^2 - 5,58 \cdot 0,86 \cdot 0,545 + 5,75 \cdot 0,86 \cdot 0,25 - 3,65 \cdot 0,545^2 = 151,86 \text{ МВт}.$$

Режим $t_{н,v} = 10^\circ\text{C}$:

$$Q_{тy} = Q_{тy}^{\text{ном}} = 313,2 \text{ МВт}; \quad G_{c,v} = 4455 \text{ т/ч}; \quad t_{o,c} = 40^\circ\text{C};$$

$$X_1 = 0,86; \quad X_2 = -0,545; \quad X_3 = \frac{40 - 55}{20} = -0,75;$$

$$N_a = 131,8 + 30,62 \cdot 0,86 - 10,92 \cdot 0,545 + 23,9 \cdot 0,75 - 5,05 \cdot 0,86^2 - 5,58 \cdot 0,86 \cdot 0,545 + 5,75 \cdot 0,86 \cdot 0,75 - 3,65 \cdot 0,545^2 = 166,26 \text{ МВт}.$$

Режим $t_{н,v} = -5^\circ\text{C}$:

$$Q_{тy} = Q_{тy}^{\text{ном}} = 313,2 \text{ МВт}; \quad G_{c,v} = 4455 \text{ т/ч}; \quad t_{o,c} = 37,5^\circ\text{C};$$

$$X_1 = 0,86; \quad X_2 = -0,545; \quad X_3 = \frac{37,5 - 55}{20} = -0,88;$$

$$N_a = 131,8 + 30,62 \cdot 0,86 - 10,92 \cdot 0,545 + 23,9 \cdot 0,88 - 5,05 \cdot 0,86^2 - 5,58 \cdot 0,86 \cdot 0,545 + 5,75 \cdot 0,86 \cdot 0,88 - 3,65 \cdot 0,545^2 = 170,00 \text{ МВт}.$$

Для этого режима, являющегося крайним для области с полной нагрузкой отборов, определим расход пара на турбину D_0 , т/ч, по (10.13):

$$D_0 = 573 + 174,1 \cdot 0,86 - 14,2 \cdot 0,545 + 36,1 \cdot 1,0 - 4,3 \cdot 0,86^2 + 7,15 \cdot 0,86 \cdot 0,545 + 8,2 \cdot 0,86 \cdot 1,0 - 4,73 \cdot 0,545^2 = 740,6 \text{ т/ч}.$$

Режим $t_{н,v} = 0^\circ\text{C}$:

$$Q_{тy} = 254 \text{ МВт}; \quad G_{c,v} = 4455 \text{ т/ч}; \quad t_{o,c} = 35^\circ\text{C};$$

$$X_1 = \frac{254 - 243}{81,6} = +0,135; \quad X_2 = -0,545;$$

$$X_3 = \frac{35 - 55}{20} = -1,0;$$

$$N_a = 131,8 + 30,62 + 0,135 - 10,92 \cdot 0,545 + 23,9 \cdot 1,0 - 5,05 \cdot 0,135^2 - 5,58 \cdot 0,135 \cdot 0,545 + 5,75 \cdot 0,135 \cdot 1,0 - 3,65 \cdot 0,545^2 = 153 \text{ МВт}.$$

Режим $t_{н,v} = +8^\circ\text{C}$:

$$Q_{тy} = 194 \text{ МВт}; \quad G_{c,v} = 4287 \text{ т/ч}; \quad t_{o,c} = 35^\circ\text{C};$$

$$X_1 = \frac{194 - 243}{81,6} = -0,615; \quad X_2 = \frac{4287 - 5000}{1000} =$$

$$= -0,713;$$

$$X_3 = -1,0;$$

$$N_a = 131,8 - 30,62 \cdot 0,615 - 10,92 \cdot 0,713 + 23,9 \cdot 1,0 - 5,05 \cdot 0,615^2 + 5,58 \cdot 0,615 \cdot 0,713 - 5,75 \cdot 0,615 \cdot 1,0 - 3,65 \cdot 0,713^2 = 125,4 \text{ МВт}.$$

Наносим N_a для рассчитанных режимов на кривой Россандера (рис. 8.9) и получаем линию изменения N_a в режимах работы по тепловому графику. При $t_{н,v} = -5^\circ\text{C}$ ($=\tau'_{o,t}$) имеем наибольшую мощность 170 МВт, которая, однако, не достигает $N_a^{\text{ном}} = 175$ МВт из-за повышенных давлений отборов. Далее, при снижении $Q_{тy}$ из-за снижения $G_{c,v}$, при повышении $t_{н,v}$, при работе по тепловому графику мощность N_a снижается. При $Q_{тy} < Q_{тy}^{\text{ном}}$ можно работать по любому электрическому графику, например, при постоянной мощности N_a при снижении $Q_{тy}$ за счет увеличения конденсационного по-

тока пара или при постоянном расходе пара на турбину $D_0=740,6$ т/ч.

Найдем мощность N_0 для режима $t_{н.в}=8^\circ\text{C}$ при $D_0=740,6$ т/ч по (10.14):

$$X_2 = \frac{740,6 - 600}{100} = +1,4; \quad X_3 = \frac{194 - 232}{58} = -0,67;$$

$$X_4 = \frac{4287 - 4000}{1000} = 0,287; \quad X_5 = \frac{35 - 55}{10} = -2,0;$$

$$N_0 = 155,1 + 29,4 \cdot 1,4 - 15,2 \cdot 0,67 + 10,4 \cdot 0,287 + 4,3 \cdot 1,4 - 1,4 \cdot 1,4 \cdot 0,287 - 0,6 \cdot 1,4 \cdot 2,0 - 3,4 \cdot 0,67^2 - 5,7 \cdot 0,67 \cdot 0,287 - 3,5 \cdot 0,67 \cdot 2,0 - 5,3 \cdot 0,287^2 - 3,3 \cdot 0,287 \cdot 2,0 - 0,1 \cdot 2,0^2 = 201,6 \text{ МВт.}$$

Наносим на рис. 8.9 $t_{н.в}=+8^\circ\text{C}$, $N_0=201,6$ МВт, соединяем с точкой $N_0=170$ МВт при $t_{н.в}=-5^\circ\text{C}$ и получаем линию изменения мощности при работе по электрическому графику (область работы по электрическому графику). Площадь под линиями изменения N_0 дает выработку электроэнергии за отопительный сезон.

Для турбины Т-250-240 режим работы по тепловому графику соответствует режиму с отсечкой пара в ЦНД, когда задвижка на ресиверной трубе закрывается, а в ЦНД подается охлажденный пар верхнего теплофикационного отбора в количестве около 30 т/ч (в зависимости от давления верхнего отбора). Для этого режима имеем:

$$N_0 = 204,1 + 40,2X_1 + 1,2X_2 - 5,9X_3 + 1,1X_1X_2 - 1,0X_1X_3 - 1,4X_2^2. \quad (10.16)$$

При этом

$$X_1 = \frac{Q_T - 314}{58,1}; \quad 270 < Q_T < 370 \text{ МВт};$$

$$X_2 = \frac{G_{с.в} - 1940}{278}; \quad 1500 < G_{с.в} < 2400 \text{ кг/с};$$

$$X_3 = \frac{t_{о.с} - 50}{5}; \quad 42 < t_{о.с} < 54^\circ\text{C}.$$

В соответствии с приведенной характеристикой определена зависимость для удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении ε , кВт·ч/ГДж:

$$\varepsilon = 158 - 3,2X_1 + 4,46X_2 - 12,7X_3 + 1,3X_1X_2 - 2,2X_2^2 - 10,0X_3^2. \quad (10.16a)$$

Пример 10.3. Выбор оптимального гидравлического режима градирен ТЭС с использованием упрощенных характеристик турбин, конденсаторов и градирен.

При недостаточной производительности охлаждающих устройств на ТЭС максимальной электрической нагрузки конденсационных паровых турбин принято добиваться увеличением до разрешенного максимума расхода охлаждающей воды через конденсаторы или, чаще, до разрешенной максимальной плотности орошения поверхности охладителей.

По характеристикам градирен максимум плотности орошения не соответствует максимуму охлаждения циркуляционной воды.

Для вычисления максимальной электрической нагрузки ТЭС упростим характеристики турбин и градирен до линейных зависимостей.

1. Температура циркуляционной воды, охлажденной в градирине,

$$t' = t'_0 + a_1 u,$$

где

$$t'_0 = t'_{x,x} + a\Delta t; \quad a_1 = a_{01} + a_{10}\Delta t;$$

u — плотность орошения; Δt — охлаждение воды в градирине (нагрев в конденсаторе); отсюда

$$t' = t'_{x,x} + a\Delta t + (a_{01} + a_{10}\Delta t)u. \quad (10.17)$$

Для градириной $F=1600$ м² $t'_{x,x}=22^\circ\text{C}$; $a=0,2$; $a_{01}=0,8^\circ\text{C} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{ч/т}$; $a_{10}=0,06$ м²·ч/т; $u=0,5 \div 6,6$ м³/(ч·м²).

2. Электрическая мощность и расход теплоты на конденсационную турбину

$$Q_0 = Q_{x,x} + qN_0,$$

отсюда $N_0 = (Q_0 - Q_{x,x})/q$; с учетом $AN_0 = Q_0 - Q_K$ получим

$$N_0 = (Q_K - Q_{x,x})/(q - A). \quad (10.18)$$

Для турбины Т-110-130 $Q_{x,x}=16$ Гкал/ч; $q=2,0$ Гкал/(МВт·ч); $N_0=40 \div 110$ МВт. Максимально допустимая температура циркуляционной воды на входе в конденсатор $t'_*=33^\circ\text{C}$.

Из (10.17) следует, что

$$\Delta t = (t'_* - t'_{x,x} - a_{01}u)/(a + a_{10}u). \quad (10.19)$$

Так как $Q_K = G\Delta t = Fu\Delta t$, подстановка (10.19) в (10.18) позволяет для режима с максимальной допустимой температурой охлажденной воды получить соотношение

$$N_0 = \frac{Fu(t'_* - t'_{x,x} - a_{01}u)}{(a + a_{10}u)(q - A)} - \frac{Q_{x,x}}{q - A}. \quad (10.20)$$

Максимум N_0 при варьировании параметра u совпадает с максимумом Q_K .

Для вычисления максимума Q_K определим производную

$$\frac{dN_0}{du} = -F [a_{01}a_{10}u^2 + 2aa_{01}u - a(t'_* - t'_{x,x})]/(a + a_{10}u)^2. \quad (10.20a)$$

Из (10.20a) следует, что $dN_0/du=0$, если

$$a_{01}a_{10}u^2 + 2aa_{01}u - a(t'_* - t'_{x,x}) = 0. \quad (10.21)$$

Решая это уравнение относительно u , получаем

$$u_{\text{опт}} = -a/a_{10} + \sqrt{(a/a_{10})^2 + a(t'_* - t'_{x,x})/(a_{01}a_{10})}.$$

Отрицательное значение корня уравнения (10.21) не имеет физического смысла.

Для турбины Т-110-130 с градириной $F=1600$ м² $u_{\text{опт}}=4,2$ т/(ч·м²).

Увеличение электрической мощности при уменьшении плотности орошения от максимального до оптимального значения составляет 8,8 МВт (11,9%). С учетом ограничения давления отработавшего пара $p_k=12$ кПа значение допустимой плотности орошения следует несколько увеличить:

	$Q_{п.к.}$ Гкал/ч	$N_{э.}$ МВт	Δt , °C	$P_{к.}$ кПа
При максимальном $u=6,6$ т/(ч·м²)	100,7	74,4	10	10,6
При оптимальном $u=4,2$ т/(ч·м²)	110,9	83,2	18	17
При допустимом $u=5,3$ т/(ч·м²)	106,0	79,7	12	12

Оптимизация режимов оборудования, характеристики которого представлены упрощенными зависимостями, должна проводиться с проверкой целесообразности перераспределения нагрузок по более точным методикам. В данном случае использование типовых энергетических характеристик подтверждает выигрыш конденсационной максимальной мощности за счет уменьшения количества охлаждающей воды. Попутно получается выигрыш от уменьшения расхода на перекачку охлаждающей воды циркуляционными насосами.

10.4. Энергетические характеристики паровых котлов

Коэффициент полезного действия парового котла brutto зависит от ряда факторов: тепловой нагрузки $Q_{п.к.}$, МВт; температуры питательной воды $t_{п.в.}$, °C; коэффициента избытка воздуха в режимном сечении за конвективным пароперегревателем $\alpha''_{пп}$; температуры холодного воздуха $t_{х.в.}$, °C; коэффициента рециркуляции дымовых газов r ; присосов воздуха в тракте режимное сечение — дымосос $\Delta\alpha$.

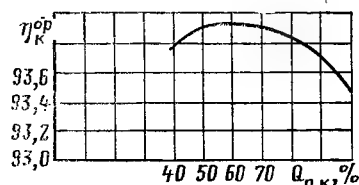


Рис. 10.4. Зависимость КПД котла brutto $\eta_{п.к.}^{бр}$ от тепловой нагрузки котла $Q_{п.к.}$

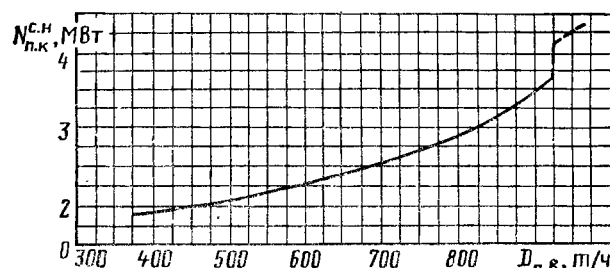


Рис. 10.5. Зависимость суммарной электрической нагрузки собственных нужд котла ТГМП-314 при работе на газе от расхода питательной воды

Таким образом, можно записать

$$\eta_{п.к.}^{бр} = f(Q_{п.к.}, t_{п.в.}, \alpha''_{пп}, t_{х.в.}, r, \Delta\alpha).$$

В табл. 10.1 в качестве примера приведены данные из типовой характеристики котла ТГМП-314 при работе на природном газе. Из перечисленных факторов решающим является тепловая нагрузка. На рис. 10.4 приведен график $\eta_{п.к.}^{бр} = f(Q_{п.к.})$ в соответствии с табл. 10.1. На рис. 10.5 дана зависимость $N_{п.к.}^{с.н.}$ от нагрузки котла.

К перечисленным выше факторам следует добавить факторы, характеризующие качество топлива, приведенные зольность и влажность.

В качестве еще одного примера приводим аналитическую характеристику двухкорпусного пылеугольного котла энергоблока 200 МВт $\eta_{п.к.}^{бр} = f(Q_{п.к.}, \alpha''_{пп}, t_{п.в.}, t_{х.в.}, \Delta\alpha)$; полученную путем обработки опытных дан-

Таблица 10.1

Показатель типовой характеристики парового котла	Теплопроизводительность $Q_{п.к.}^{бр}$, МВт, (%)						
	274 (40)	342,5 (50)	410 (60)	480 (70)	553 (80)	621 (90)	685 (100)
Паропроизводительность $D_{п.в.}$, т/ч	380	475	570	665	760	855	950
Температура холодного воздуха $t_{х.в.}$, °C	10	10	10	10	10	10	10
Температура воздуха на входе в воздухоподогреватель $t'_{вв.}$, °C	16	15	15	14	14	14	17
Коэффициент рециркуляции дымовых газов r , %	25	20	15	11	8	6	5
Температура питательной воды $t_{п.в.}$, °C	227	238	246	254	261	267	271
Температура уходящих газов $t_{yx.}$, °C	116,5	116,5	117,6	119,9	123,5	128,3	134,4
Коэффициент избытка воздуха в режимном сечении $\alpha''_{пп}$	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05
Присосы воздуха на тракте: режимное сечение — дымосос $\Delta\alpha$	0,3	0,29	0,27	0,26	0,25	0,23	0,22
Потери теплоты с уходящими газами q_2 , %	5,73	5,69	5,73	5,81	5,92	6,08	6,36
Потери теплоты в окружающую среду q_5 , %	0,5	0,4	0,33	0,29	0,25	0,22	0,20
Коэффициент полезного действия brutto $\eta_{п.к.}^{бр}$, %	93,77	93,91	93,90	93,90	93,83	93,70	93,44
Суммарная мощность механизмов собственных нужд котла $N_{п.к.}^{с.н.}$, МВт	1,8	2,0	2,25	2,5	2,8	3,25	4,25

ных; для корпуса с неработающей пылесистемой (т. е. без сброса водяных паров в топку)

$$\eta_{п.к}^{бр} = 93,3 - 0,13X_1 - 0,78X_2 - 0,23X_3 - 0,64X_4 - 0,2X_1^2 - 0,14X_1X_2 - 0,1X_3^2 - 0,14X_4^2 - 0,1X_5^2. \quad (10.22)$$

$$\text{Здесь } X_1 = \frac{Q_{п.к} - 221}{23,2}; \quad X_2 = \frac{\alpha''_{пп} - 1,4}{0,1}; \quad X_3 = \frac{t_{п.в} - 210}{10}; \quad X_4 = \frac{t_{х.в} - 40}{10}; \quad X_5 = \frac{A^{пр} - 3}{1,0}.$$

Пример 10.4. Подсчитаем $\eta_{п.к}^{бр}$ для некоторого режима корпуса котла:

$$Q_{п.к} = 244,2 \text{ МВт}; \quad X_1 = \frac{244,2 - 221}{23,2} = +1,0;$$

$$\alpha''_{пп} = 1,5; \quad X_2 = \frac{1,5 - 1,4}{0,1} = +1,0;$$

$$t_{п.в} = 205^\circ\text{C}; \quad X_3 = \frac{205 - 210}{10} = -0,5;$$

$$t_{х.в} = 50^\circ\text{C}; \quad X_4 = \frac{50 - 40}{10} = +1,0;$$

$$A^{пр} = 4,0; \quad X_5 = \frac{4 - 3}{1,0} = +1;$$

$$\eta_{п.к}^{бр} = 93,3 - 0,13 - 0,78 + 0,115 - 0,64 - 0,2 - 0,14 - 0,025 - 0,14 - 0,1 = 92,745\% \approx 92,7\%.$$

Аналитические многофакторные характеристики находят применение и для других видов оборудования ТЭС и АЭС — пиковых водогрейных котлов, сетевых и регенеративных подогревателей, сетевых насосов, питательных насосов и т. п. Некоторые графические характеристики вспомогательного оборудования приведены в гл. 12.

Глава одиннадцатая

СОСТАВЛЕНИЕ И МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ПАРОТУРБИННОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

11.1. Содержание, основы составления и примеры принципиальной тепловой схемы

Принципиальная тепловая схема (ПТС) электростанции определяет основное содержание технологического процесса преобразования тепловой энергии на электростанции. Она включает основное и вспомогательное теплоэнергетическое оборудование, участвующее в осуществлении этого процесса и входящее в состав пароводяного тракта электростанции.

На чертеже, изображающем ПТС, показывают теплоэнергетическое оборудование вместе с линиями (трубопроводами) пара, воды, конденсата и других теплоносителей, связывающими это оборудование в единую установку. Принципиальная тепловая схема изображается обычно как одноагрегатная и однолинейная схема, одинаковое оборудование изображается в схеме условно 1 раз: линии технологической связи одинакового назначения также показывают в виде одной линии, т. е. каждый элемент данного рода показывают в ПТС 1 раз.

Принципиальная тепловая схема КЭС ввиду блочной структуры электростанции является, как правило, ПТС энергоблока. В ее состав, кроме основных агрегатов и связывающих их линий пара и воды, входят: регенеративные подогреватели высокого и низкого давления, деаэратор питательной воды, трубопроводы отборного пара к подогревателям, питательная установка, включающая обычно

питательные и бустерные насосы и их привод, конденсатные и дренажные насосы, блочная обессоливающая установка. При термической водоподготовке в схему включают испарительную установку. На первых энергоблоках КЭС принято устанавливать сетевую подогревательную установку для отопления зданий жилого поселка и служебных помещений электростанций.

Для мощных энергоблоков характерно использование паротурбинных приводов питательных насосов, а для котлов под наддувом и приводных паровых турбин воздуходувок. Во вновь проектируемых турбоустановках первые два ПНД после конденсатора — смешивающего типа для повышения надежности и экономичности схемы. В связи с этим число ступеней конденсатных насосов увеличивается до трех.

В зависимости от вида сжигаемого топлива в тепловую схему включают: калориферную установку предварительного подогрева котельного воздуха на отборном паре или с использованием горячего конденсата ПНД; линии отвода пара на разогрев топлива и на его предварительную подсушку.

При составлении ПТС решают вопрос о схеме отвода дренажей греющего пара (каскадную или с дренажными насосами), о наличии в регенеративных подогревателях охладителей пара и дренажа, об использовании в деаэраторах питательной воды постоянного или скользящего давления и выборе этого давления, об использовании протечек пара из

уплотнений роторов турбины, стопорных и регулирующих клапанов, протечек уплотнений питательных и бустерных насосов в системе регенеративного подогрева воды.

На рис. 11.1 и 11.2 показаны примеры ПТС серийных советских конденсационных энергоблоков.

Принципиальная тепловая схема теплоэлектроцентрали имеет ряд особенностей по сравнению с ПТС КЭС. Для ТЭЦ с однотипными турбоагрегатами (чаще всего типа Т) составляют схему данной турбоустановки. На ТЭЦ с промышленной и отопительной нагрузкой часто устанавливают теплофикационные турбоагрегаты двух или трех различных типов (ПТ, Р, Т), технологически связанные между собой. Так, общими являются линии промышленного отбора пара турбин ПТ и Р, линии обратного конденсата внешних потребителей, добавочной воды, подпиточной воды тепловой сети. Сетевые подогревательные установки выполняют индивидуальными у каждого турбоагрегата Т и ПТ, а магистрали прямой и обратной сетевой воды и пиковые водогрейные котлы являются общими для всей ТЭЦ.

В схеме с разнотипными турбоустановками предусматривают преимущественно один тип паровых котлов, а теплофикационные турбоагрегаты на сверхкритических параметрах пара работают по блочному принципу.

При проектировании ТЭЦ необходимо в результате расчета ПТС уточнить состав ее основного и вспомогательного оборудования в соответствии с заданными значениями электрической и тепловой нагрузки. На рис. 11.3, 11.4 показаны примеры принципиальных тепловых схем ТЭЦ с серийными советскими теплофикационными турбоагрегатами.

Принципиальная тепловая схема атомной электростанции содержит ряд элементов общего характера для любой тепловой электростанции, какой является и АЭС. Вместе с тем в схеме отражены и элементы, свойственные технологическому процессу и работе турбоустановок на насыщенном или слабоперегретом паре. Облик тепловой схемы АЭС в значительной мере определяется типом ядерного реактора.

При использовании созданных в СССР реакторов канального типа большой мощности РБМК-1000, РБМК-1500 формируется одно-

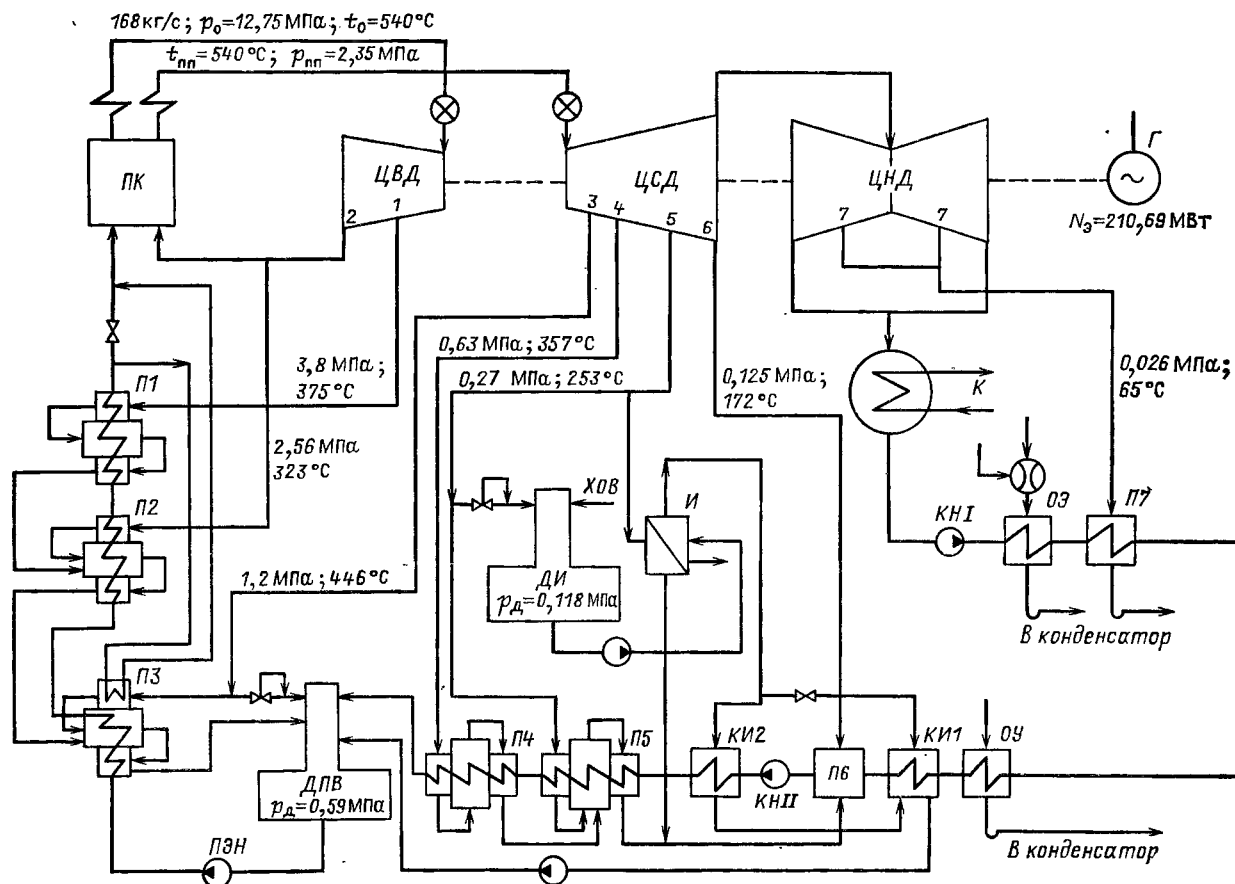


Рис. 11.1. ПТС энергоблока с турбоустановкой К-210-130 ЛМЗ

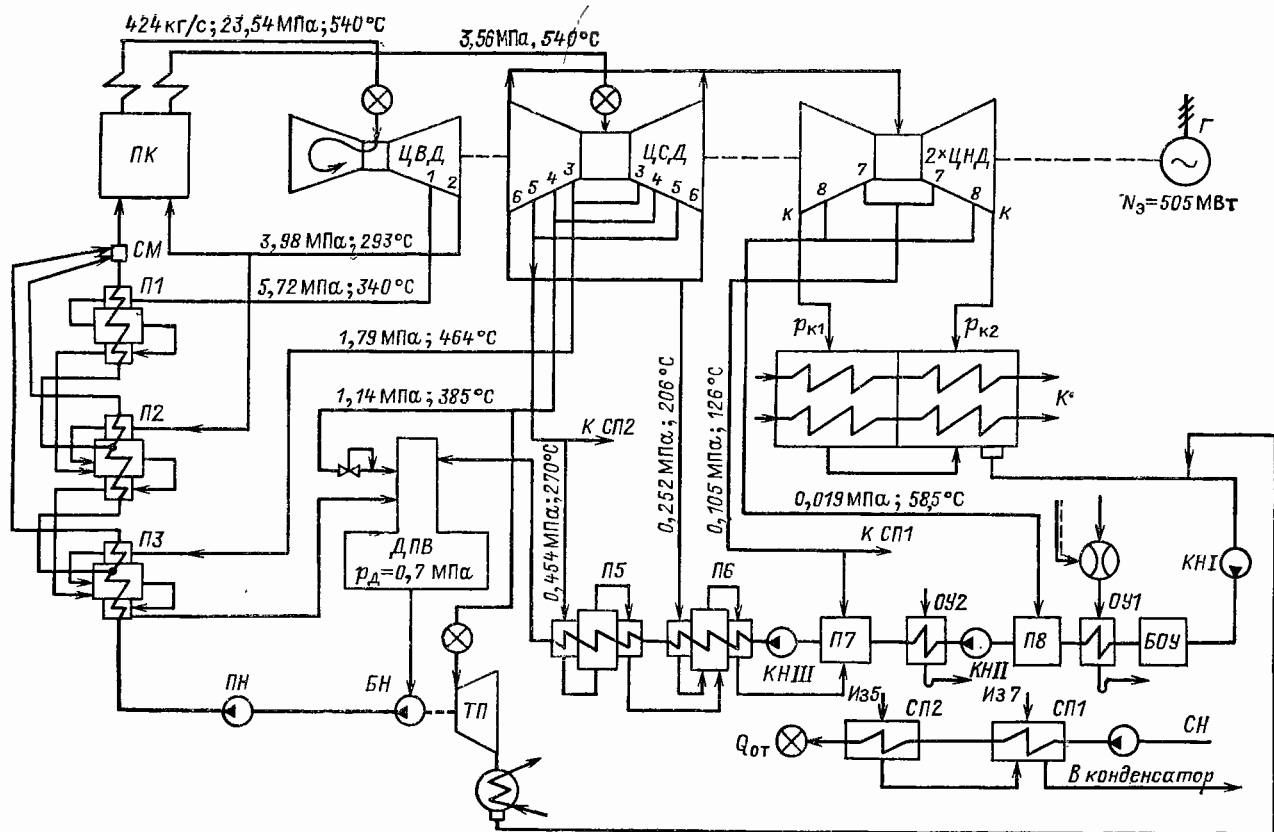


Рис. 11.2. ПТС энергоблока с турбоустановкой К-500-240-4 ЛМЗ

контурная тепловая схема с работой турбоустановки на насыщенном или перегретом водяном паре, являющемся радиоактивным. Это, в частности, требует дополнительной установки испарителя для выработки нерадиоактивного пара, подаваемого на концевые уплотнения турбины, использования электроприводов питательных насосов.

Установка на АЭС водо-водяных корпусных реакторов типов ВВЭР-1000, ВВЭР-2000 предполагает применение двухконтурной тепловой схемы, где к первому контуру относят сам ядерный реактор с его установками по обеспечению надежной и бесперебойной эксплуатации, главные циркуляционные насосы (ГЦН), парогенераторы и связывающие их с реактором водяные трубопроводы в виде самостоятельных петель, количество которых обычно выбирают от трех до шести. Второй контур питается паром парогенераторов и включает турбогенераторные установки с их вспомогательными элементами.

Применение реакторов на быстрых нейтронах (бридеров) с целью совершенствования топливного цикла АЭС связано в настоящее время с использованием жидкого натрия в

качестве теплоносителя и с внедрением на таких АЭС трехконтурной тепловой схемы.

При определенном значении разделительного давления за ЦВД турбоустановки АЭС устанавливается сепаратор влаги и одноступенчатый или двухступенчатый паровой промежуточный перегреватель пара (СПП).

Система регенеративного подогрева питательной воды включает от четырех до пяти ПНД, деаэратор и от одного до трех ПВД. В новых тепловых схемах турбоустановок АЭС намечен переход к одноступенчатому промежуточному перегреву пара, что упрощает и удешевляет СПП, но сопровождается энергетической потерей. Для снижения этой потери дренаж греющего пара из СПП вводят в смеситель после ПВД. Повышение давления пара в деаэраторе с 0,7 до 1,3 МПа позволяет сократить число ПВД с трех до одного, а в отдельных случаях и отказаться от них. Первые ПНД по ходу конденсата рекомендуется выполнять смешивающего типа.

На рис. 11.5 показан пример принципиальной тепловой схемы АЭС с конденсационной турбиной и реактором ВВЭР-1000.

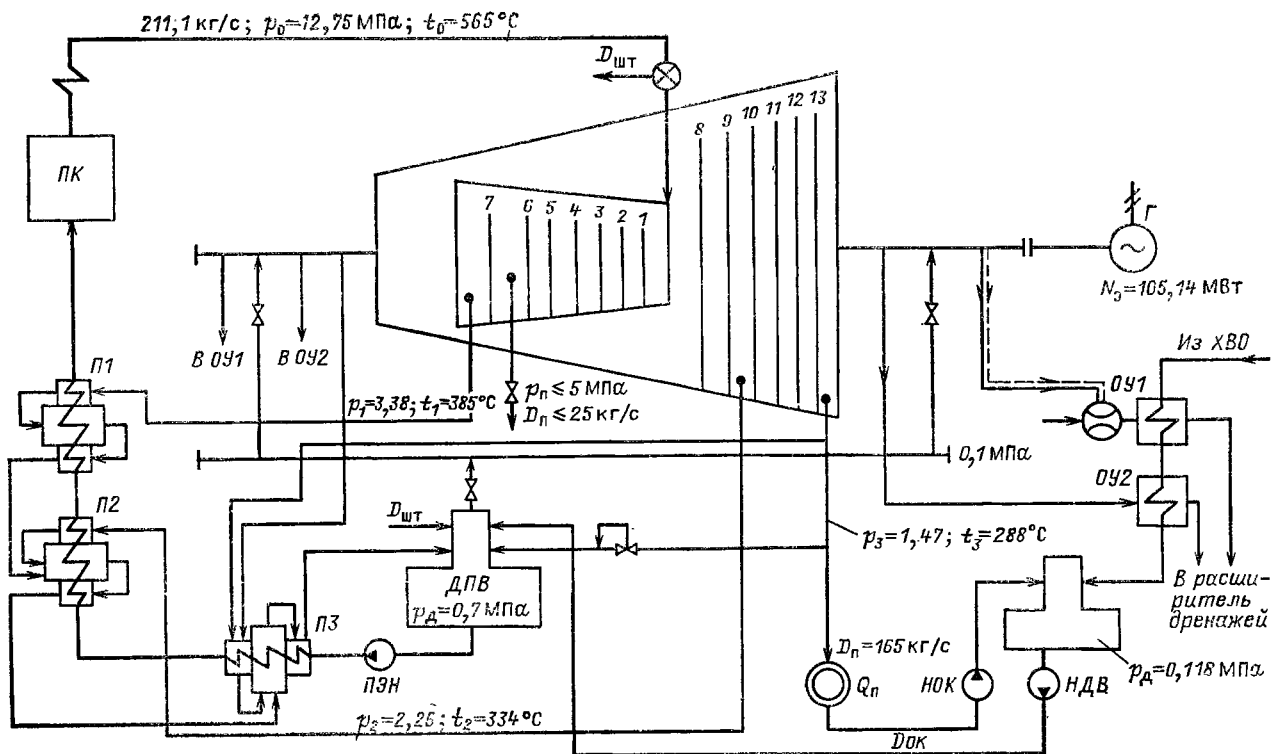


Рис. 11.3. РТС ТЭЦ с турбоустановкой Р-100-130/15 ТМЗ

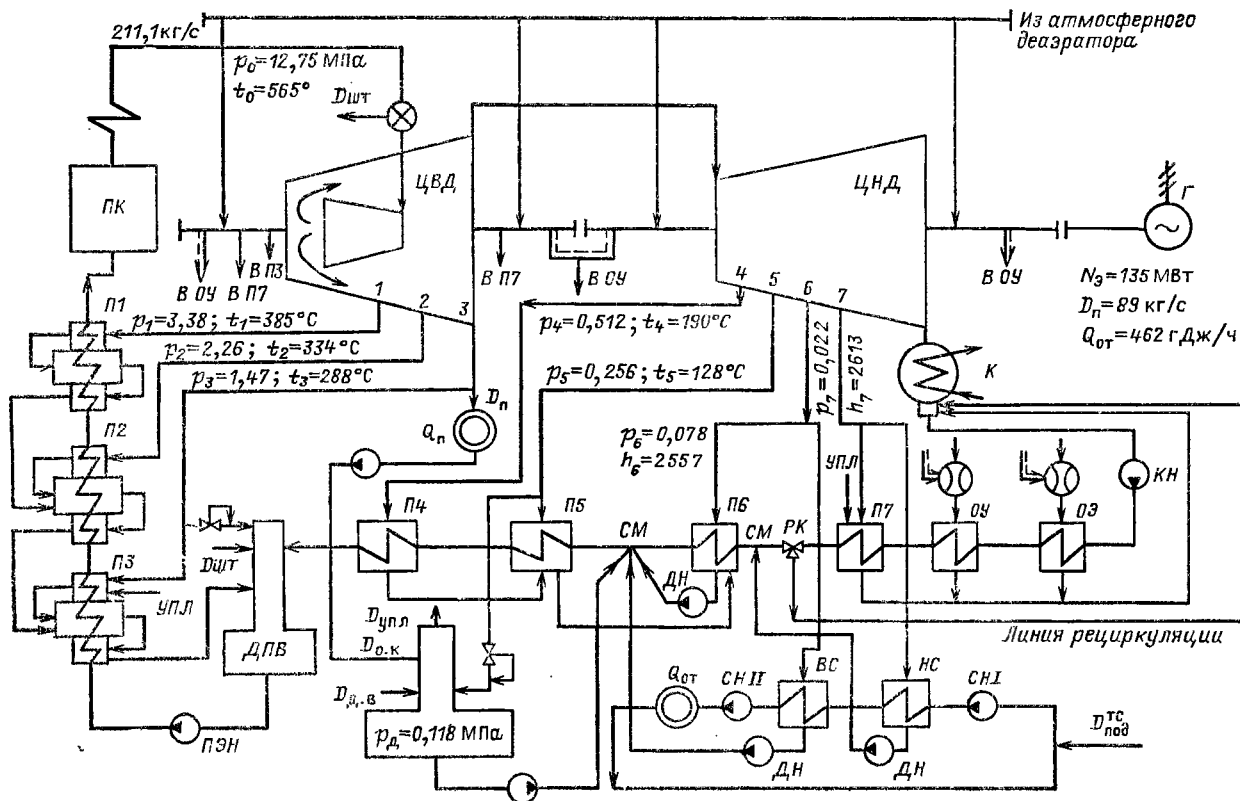


Рис. 11.4. РТС ТЭЦ с турбоустановкой ПТ-135-130/15 ТМЗ:

ВС, НС — сетевые подогреватели верхнего и нижнего отборов; УПЛ — уплотнение

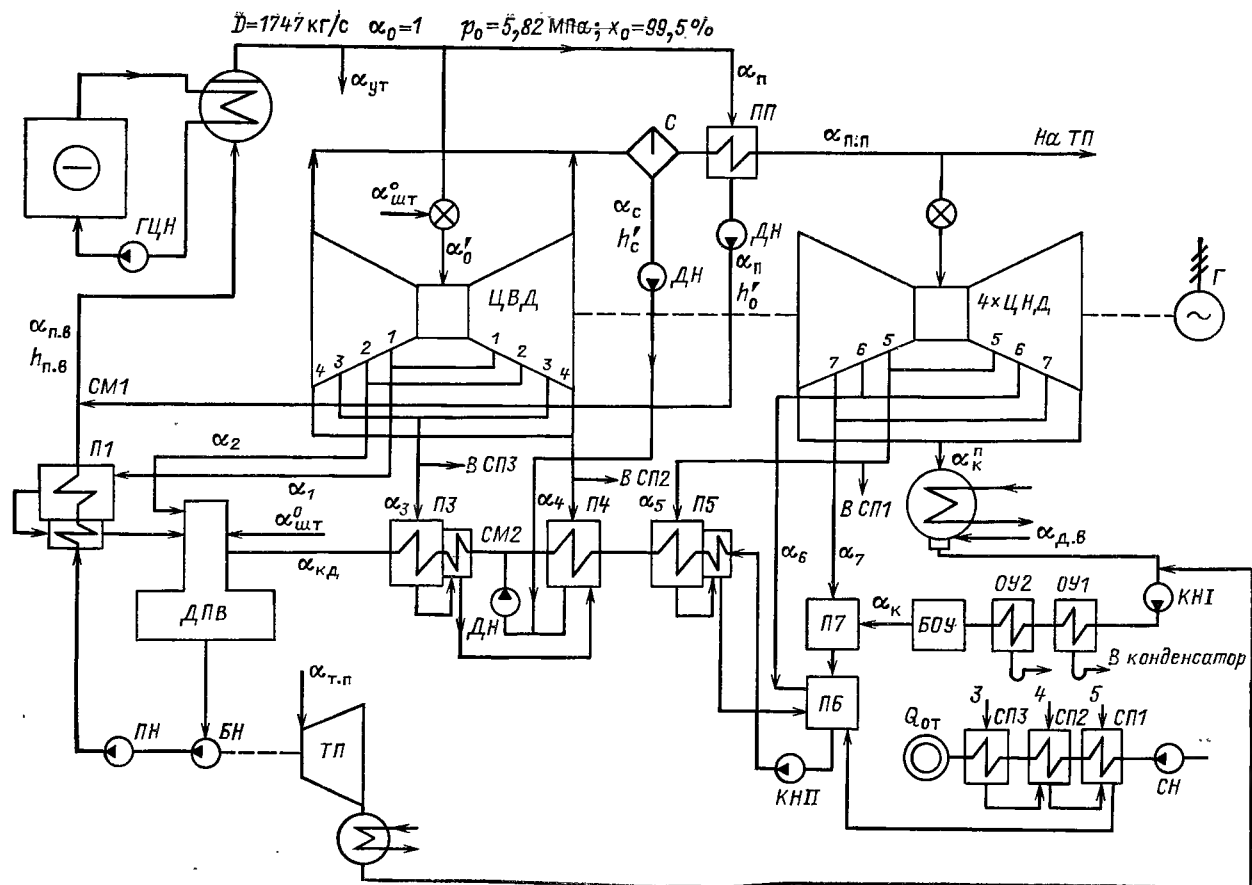


Рис. 11.5. ПТС двухконтурной АЭС с ВВЭР-1000 и турбоустановкой К-1000-60/68-3000 ЛМЗ:
 $\alpha_{шт}$ — протечки пара из штоков регулирующих и стопорных клапанов

11.2. Методика расчета принципиальной тепловой схемы КЭС

Основная цель расчета ПТС проектируемого конденсационного энергоблока (электростанции) заключается в определении технических характеристик теплового оборудования (расходов пара, воды и топлива) и энергетических показателей энергоблока (электростанции) и его частей (КПД и удельных расходов теплоты и топлива). ПТС при проектировании рассчитывается при максимальной (номинальной) мощности энергоблока (электростанции) N_3 . Эта величина является исходной в данном расчете и определяет выбор оборудования энергоблока (электростанции).

Расчет ПТС выполняют в определенной последовательности.

Первый этап расчета заключается в определении состояния водяного пара в ступенях турбины. Для этого строят процесс работы пара в турбине в h, S -диаграмме. Исходными данными для построения процесса служат полученные в результате технико-экономических

расчетов значения начального давления и температуры пара перед турбиной, давления и температуры промежуточного перегрева пара, конечного давления отработавшего пара в конденсаторе турбины. Кроме того, необходимо знать значения внутреннего относительного КПД отдельных отсеков (группы ступеней) турбины. Значения η_{oi} отсеков типовых турбин определяют по расчетным данным заводов-изготовителей (ЛМЗ, ХТЗ, ТМЗ и др.), материалам испытаний и эксплуатации. КПД турбин новых типов (с новыми параметрами пара или повышенной мощности) при расчете ПТС определяют ориентировочно по аналогии с известными типами турбин в зависимости от объемного пропуска и перепада давления пара в данном отсеке.

Давление пара в регенеративных отборах турбины на данном этапе распределяют по результатам оптимального распределения регенеративного подогрева воды.

Второй этап расчета ПТС, как и первый, носит подготовительный характер и имеет целью составление сводной таблицы параметров пара и воды в турбоустановке. Ее со-

ставляют по результатам построения рабочего процесса пара в турбине и на основании расчета оптимального распределения регенеративного подогрева воды между ступенями. При этом давление первого отбора пара из ЦВД выбирают в зависимости от технико-экономического обоснования оптимальной температуры питательной воды $t_{п.в}^{opt}$. Одним из регенеративных отборов, обычно вторым, является отбор из противодавления ЦВД, из холодной линии промежуточного перегрева. В подогреватель № 3 поступает пар с наибольшим перегревом. При обычной схеме включения парохладителя этого подогревателя вследствие большей необратимости процесса теплообмена в горячей ступени применяют подогрев в холодной ступени (паром за ЦВД) $\tau_2 > \tau_3$, а именно $\tau_2 = \beta_{2,3} \tau_3 = (1,3 \div 1,7) \tau_3$. Наглядно это можно объяснить также тем, что отбор пара в горячей ступени уменьшается, вследствие чего пропуск пара в конденсатор турбины и потери теплоты в нем возрастают (см. гл. 5).

Один из изложенных ранее аналитических методов распределения значений τ_2 и τ_3 — метод индифферентной точки. Его использование предполагает предварительное определение следующих значений:

1) подогрева воды в питательном насосе (v , м³/т; p , МПа):

$$\tau_{п.н} = \frac{H_{п.н}}{\eta_{п.н}} = \frac{v(p_{п.н} - p_{в})}{\eta_{п.н}}. \quad (11.1)$$

Гидравлический КПД насоса $\eta_{п.н}$ можно принять 0,85;

2) доли расхода питательной воды:

$$\alpha_{п.в} = \alpha_{п.к} + \alpha_{пр} = \alpha_0 + \alpha_{пр}; \quad (11.2)$$

3) доли расходов пара на ПВД из ЦВД турбины (протечки пара из уплотнений не учтены):

$$\alpha_1 = \frac{\alpha_{п.в} \tau_1 \eta_{п.н}^{-1}}{q_1}; \quad (11.3)$$

$$\alpha_2 = \frac{\alpha_{п.в} \tau_2 \eta_{п.н}^{-1} - \alpha_1 (h_{др1} - h_{др2})}{q_2}; \quad (11.3a)$$

4) внутреннего абсолютного КПД условной конденсационной турбины, состоящей из одного ЦВД:

$$\eta_{цвд} = \frac{\alpha_0 (h_0 - h_1) + (\alpha_0 - \alpha_1) (h_1 - h_{п.н}^0)}{\alpha_0 (h_0 - h_{п.в})}, \quad (11.4)$$

где $\alpha_0 = 1$;

5) разности между энтальпией пара на входе в ЦСД и энтальпией пара в индифферентной точке:

$$H_{п.н} = \eta_{цвд} (h_{п.н} - h_{п.н}^0) (1 - \alpha_1 - \alpha_2). \quad (11.5)$$

Далее определяют параметры пара в индифферентной точке и распределяют подогрев воды в ступенях 3, 4, ..., z по геометрической прогрессии:

$$\frac{\tau_3}{\tau_3} = \frac{\tau_3}{\tau_4} = \dots = \frac{\tau_{z-1}}{\tau_z} = \frac{q_{п}}{q_3} = \frac{q_3}{q_4} = \dots = \frac{q_z}{q_k} = m. \quad (11.6)$$

Здесь $\tau_n = h_n' - h_{вз}$ и $q_n = h_n - h_n'$, кДж/кг; значение m рассчитывается по (5.26a).

При включении парохладителя третьего подогревателя по схемам Виолет или Рикара-Некольного принимают $\tau_2 \approx \tau_3$.

При известном давлении пара в деаэраторе и давлении промежуточного перегрева $p_{п.п} = p_2$ сумма $\tau_2 + \tau_3$ известна. В этом случае распределение подогрева осуществляют для ступеней 4, 5, ..., z по геометрической прогрессии:

$$\frac{\tau_3}{\tau_4} = \frac{\tau_4}{\tau_5} = \dots = \frac{\tau_{z-1}}{\tau_z} = m, \quad (11.7)$$

соблюдая условие $p_n > p_3$.

Давление пара за ЦСД турбины по возможности согласуется с оптимальным распределением подогрева воды по ступеням, составляя примерно 0,2—0,3 МПа.

По температурам основного конденсата и питательной воды за регенеративными подогревателями $t_{вр}$, °С, и значениям недогрева в них θ_r , °С, определяют температуру насыщения и, следовательно, давление греющего пара p_r , МПа, перед подогревателями. Учитывая падение давления в паропроводах от турбины до подогревателя в размере 5—7% от давления пара в отборе, устанавливают давление пара p , МПа, в отборах турбины. После этого завершают построение процесса работы пара в турбине.

В сводную таблицу входят значения параметров пара начальных, промежуточного перегрева и конечных; давления и температуры пара в отборах турбины и у подогревателей; параметров воды, а также значения подогревов воды в регенеративных подогревателях τ_r , кДж/кг, и теплоты, отдаваемой греющим паром при конденсации $q_r = h_r - h_{дрr}$, кДж/кг, при наличии охладителей дренажа. Значения конечных недогревов воды в подогревателях θ_r должны учитывать установку парохладителей.

При составлении сводной таблицы параметров процесса потери при дросселировании пара в стопорных и регулирующих клапанах турбины принимают в размере $p_0' = (0,95 \div 0,97) p_0$; потери давления пара в тракте промежуточного перегрева, включая отсечные клапаны ЦСД, оценивают в размере $(0,12 \div 0,13) p_{п.п}^0$; потери давления пара в ресиверных трубах между ЦСД и ЦНД принимают в размере 2% давления пара за ЦСД. Дав-

ление питательной воды за питательным насосом $p_{п.н} \approx 1,3 p_0$, а потеря давления воды в каждом ПВД составляет $\Delta p_{пвд} \approx 0,2 \div 0,5$ МПа. Давление воды за конденсатными насосами перед поверхностными ПНД $p_{к.н} \approx 2 \div 3$ МПа, а потеря давления воды в каждом поверхностном ПНД $\Delta p_{пнд} \approx 0,10$ МПа. Остаточный перегрев в парохладителях принимают $\theta_{по} = 10 \div 15^\circ\text{C}$, а температурный напор на холодном конце в охладителях дренажа $\theta_{о.д} \approx 10^\circ\text{C}$. Рассеяние теплоты регенеративными подогревателями в окружающую среду оценивают коэффициентом $\eta_{пг} = 0,991 \div 0,999$ (в зависимости от параметров пара).

Третий этап расчета ПТС заключается в составлении соотношений материальных балансов потоков пара, конденсата и воды.

Паровой баланс турбины выражается уравнением

$$D_0 = \Sigma D_r + \Sigma D_y + \Sigma D_e + D_{кп} + D_{ут}, \quad (11.8)$$

где D_0 — расход свежего пара на турбину; ΣD_r — расход пара регенеративных отборов; ΣD_y — расход пара протечек через уплотнения; ΣD_e — расход пара на подсушку топлива, привод питательных насосов и воздухоподогрев топлива и воздуха для парового котла и т. п.; $D_{кп}$ — пропуск пара в конденсатор.

Пар после промежуточного перегрева возвращается полностью в турбину, а потери пара и воды от утечек через неплотности и по другим причинам $D_{ут}$ условно относят к регенеративным отборам пара или к потоку конденсата.

Паровой баланс энергоблока:

$$D_{п.к} = D_0. \quad (11.9)$$

Баланс питательной воды барабанного парового котла

$$D_{п.в} = D_{п.к} + D_{пр}. \quad (11.10)$$

Баланс добавочной воды определяется потерями рабочего тела — внутренними $D_{вн}$ и внешними $D_{внш}$:

$$D_{д.в} = \Sigma D_{пот} = D_{вн} + D_{внш}, \quad (11.11)$$

где $D_{вн} = D_{ут} + D'_{пр}$; $D'_{пр}$ — поток продувочной воды из расширителя продувки. При установке испарителей общий расход добавочной воды возрастает на расход продувки испарителей $D'_{пр}$.

Принципиальную тепловую схему конденсационного энергоблока удобно рассчитывать, принимая расход свежего пара на турбину за единицу и выражая остальные потоки пара и воды в долях от D_0 , т. е. принимая $\alpha_r = D_r/D_0$; $\alpha_y = D_y/D_0$; $\alpha_{кп} = D_{кп}/D_0$; $\alpha_{ут} = D_{ут}/D_0$; $\alpha_{п.к} = D_{п.к}/D_0$; $\alpha_{п.в} = D_{п.в}/D_0$; $\alpha_{пр} = D_{пр}/D_0$ и т. д. При этом значения $\alpha_{п.к}$ и

$\alpha_{п.в}$ больше или равны единице, все остальные — правильные дроби.

Целесообразно при необходимости устанавливать на энергоблоках КЭС сетевые подогреватели для отпуска теплоты на отопление жилого поселка и помещений электростанции. В этом случае по заданному значению отопительной нагрузки $Q_{от}$ определяют расходы пара на верхнюю и нижнюю ступени сетевой установки. Подогрев воды в этой установке принимают обычно от 70 до 130°C , распределяя его примерно поровну между ступенями. Для питания паром этих подогревателей подбирают отборы с соответствующими давлениями и с учетом недогрева воды в подогревателях на $3 \div 7^\circ\text{C}$.

Расходы пара на сетевые подогреватели определяют в долях общего расхода пара на турбину следующим образом. Принимают $D_0 = \beta_p D_{0(к)}$, где $\beta_p = 1/(1 - \Sigma y_i \alpha_i) = 1,25 \div 1,35$ в зависимости от температуры питательной воды за турбоустановкой;

$$D_{0(к)} = \frac{3600 N_p}{H_{кп} \eta_{пг} \eta_{г}}; \quad (11.12)$$

здесь $H_{кп}$ — действительный теплоперепад конденсационного потока пара.

Доля отбора пара для отпуска теплоты определяется по принятым оценкам: $\alpha_{от} = D_{от}/D_0$ и подлежит уточнению последовательными приближениями.

Четвертый этап расчета заключается в составлении, последовательном и совместном решении уравнений теплового баланса теплообменников ПТС с целью определения долей расходов пара на них и уточнения некоторых параметров схемы. Это важнейший этап расчета ПТС.

Если в тепловую схему включены дополнительные элементы — расширители продувки, испарительная установка, установка предварительного подогрева котельного воздуха в калориферах, подсушка и подогрев топлива и т. п., их расчет предшествует расчету регенеративных подогревателей или выполняется совместно с ним.

Поскольку расход свежего пара на турбину принят за единицу и значение $\alpha_{п.в}$ также известно, расчет подогревателей регенеративной системы проводят, начиная с верхних отборов (группа ПВД) с дальнейшим переходом к группе ПНД.

Группа ПВД. Подогреватели рассчитывают, начиная с ПВД1, а затем переходят к расчету тепловых балансов ПВД2 и ПВД3, учитывая каскадный слив дренажей греющего пара вплоть до деаэратора питательной воды (ДПВ).

В новых тепловых схемах энергоблоков парохладитель ПВД3 включают по схеме

Виолен или Рикара-Некольного. В этом случае определяют $q_3^0 = h_3^0 - h_{др3}$, кДж/кг, где h_3^0 — энтальпия пара третьего отбора после встроенного парохладителя ПОЗ, включенного по схеме Виолен. Принимают $t_3^0 \approx t_{в1} + 10^\circ\text{C}$ и $p_3^0 \approx 0,98p_3'$. Подогрев воды в ПВДЗ равен $\tau_3 = h_{в3} - (h_{в4} + \tau_{п.н})$, кДж/кг.

Уравнение теплового баланса для определения расхода пара на поверхностный ПВД имеет вид

$$\alpha_{пр} = \frac{\alpha_{п.в} \tau_r \gamma_{пр}^{-1} - \sum \alpha_{др(r-1)} (h_{др(r-1)} - h_{дрr})}{q_r}. \quad (11.13)$$

При наличии дополнительных потоков пара, подводимых к ПВД, их следует также учесть в тепловом балансе.

Питательная установка блока. Отбор пара на приводную турбину питательного и бустерного насосов (при наличии общего привода)

$$\alpha_{т.п} = \frac{\alpha_{п.в} v_{ср} (p_{п.н} - p_{в})}{H_i^{т.п} \eta_{п.н} \gamma_{п.т.п}}. \quad (11.14)$$

Можно принять КПД насосов $\eta_n \approx 0,83$, механический КПД приводной турбины $\eta_{т.п} \approx 0,99$. Теплоперепад пара в приводной турбине $H_i^{т.п} = h_3 - h_{к.т.п}$. Давление воды перед питательным насосом принимают при совместном приводе бустерного и питательного насосов от общей приводной турбины $p_{в} = p_{н.в} + \Delta p_k$, МПа. Давление $p_{н.в}$ соответствует температуре насыщения жидкости перед насосом, а запас давления для предотвращения кавитации обычно принимают $\Delta p_k \approx 0,9$ МПа. Пример определения доли отбора пара на приводную турбину питательного насоса был рассмотрен в гл. 9.

Деаэратор питательной воды. При расчете смешивающих подогревателей, каким является деаэратор, следует использовать уравнения материального и теплового балансов, из которых определяют сначала долю отбора пара, а затем долю подвода воды (основного конденсата) $\alpha_{кд}$. В уравнениях балансов деаэратора необходимо учитывать все потоки пара и воды, подводимые к нему и отводимые от него. В частности, нужно учитывать дренаж из ПВД, пар из штоков стопорных и регулирующих клапанов, из концевых уплотнений турбины, пар, отбираемый на эжектор охладителя уплотнений и на концевые уплотнения турбины, и т. п.

Группа подогревателей низкого давления. Расход пара на верхний ПНД определяют из его уравнения теплового баланса:

$$\alpha_{пр} = \frac{\alpha_{кд} \tau_r \gamma_{пр}^{-1}}{q_r}. \quad (11.15)$$

Расчет остальных ПНД проводят в зависимости от типа подогревателя (поверхност-

ный или смешивающий) с учетом имеющихся смесителей. В этом случае температура конденсата после смесителя неизвестна, поэтому нужно составить и совместно решать уравнения балансов теплоты и расхода рабочего тела как соответствующих ПНД, так и смесителя.

При расчете ПНД определяют в итоге расходы пара на регенеративные подогреватели, количество конденсата, поступающего из конденсатосборника конденсатора главной турбины α_k .

Контроль материального баланса пара и конденсата (пятый этап). Одним из важных критериев правильности выполнения расчета является контроль материального баланса пара и конденсата, который выражается уравнением

$$\alpha_{к(п)} = \alpha_k, \quad (11.16)$$

где доля потока конденсата после основного конденсатора с паровой стороны с учетом конденсата турбоприводов и других потоков ($\sum \alpha_{др.к}$) равна

$$\alpha_{к(п)} = \alpha_k^п + \alpha_{д.в} + \sum \alpha_{др.к}. \quad (11.17)$$

Доля потока конденсата из основного конденсатора со стороны регенеративной системы α_k определена после расчета ПНД.

Пропуск пара в конденсатор

$$\alpha_k^п = \alpha_0 - \sum_1^z \alpha_r - \sum \alpha_y - \sum \alpha_{yt}, \quad (11.18)$$

где $\sum_1^z \alpha_r$ — доля регенеративных отборов пара из турбины; $\sum \alpha_y$ — доля протечек пара через уплотнения турбины; $\sum \alpha_{yt}$ — доля утечек пара, воды и конденсата.

Равенство (11.16) должно выполняться с точностью до 0,1%.

Энергетическое уравнение и определение расходов пара и воды (шестой этап). Для турбины со сложной схемой подводов и отводов пара целесообразно пользоваться энергетическим уравнением вида

$$\frac{3600 N_g}{\eta_{мг} \gamma_{г}} = D_0 (\alpha_{0,1} H_i^{0,1} + \alpha_{1,2} H_i^{1,2} + \dots + \alpha_{z,k} H_i^{z,k}), \quad (11.19)$$

где $\alpha_{0,1}$; $\alpha_{1,2}$ и т. д. — доли расходов пара через отдельные отсеки турбины, а $H_i^{0,1}$; $H_i^{1,2}$ и т. д. — теплоперепады пара в этих отсеках. Из уравнения (11.19) определяется расход свежего пара D_0 . Расчет удобно вести в табличной форме.

Расход пара на турбину можно также определить по уравнению

$$D_0 = \frac{3600N_s}{H_{kf}(1 - \sum \alpha_j y_j)}, \quad (11.20)$$

где y_j — коэффициенты недовыработки мощности паром отбора. Для потоков пара, входящих в промежуточные ступени турбины, $y_j < 1$. Удельный расход пара на турбину, кг/(кВт·ч),

$$d_0 = D_0/N_s \quad (11.21)$$

является критерием правильности расчета; для современных турбоустановок $d_0 \approx 3,10 \div 3,15$ кг/(кВт·ч).

Контроль подсчета мощности турбоагрегата целесообразно провести по формуле

$$N_s = N_k + \sum N_{sj}, \quad (11.22)$$

где N_k и N_{sj} — мощности, развиваемые конденсационным потоком пара и потоками пара отборов турбины. Расхождение значений N_s по данной формуле с заданной мощностью турбины не должно превышать 0,1%.

После определения D_0 рассчитывают все потоки пара и воды, кг/ч: $D_{п.к}$, $D_{п.в}$, $D_{п.л}$, D_k , $D_{т.п}$ и др.

Энергетические показатели энергоблока (седьмой этап). Определяют следующие энергетические показатели:

расход теплоты на турбоустановку, кДж/ч,

$$Q_{ту} = D_0(h_0 - h_{п.в}) + D_{п.п}(h_{п.п} - h_{п.п}^0) - D_{д.в}(h_{п.в} - h_{д.в}), \quad (11.23)$$

удельный расход теплоты на турбоустановку, кДж/(кВт·ч),

$$q_{ту} = \frac{Q_{ту}}{N_s + N_{e^{т.п.п.н}} + N_{e^{т.п.в.д}}}, \quad (11.24)$$

где эффективная мощность на валу приводных турбин питательного насоса и воздухоподогревателя (для паровых котлов с наддувом), кВт,

$$N_{e^{т.п.п.н}} = N_{i^{т.п.п.н}} \eta_{т.п} = \frac{D_{п.в} H_{н.в}}{3600 \eta_{т.п}}; \quad (11.25)$$

$$N_{e^{т.п.в.д}} = N_{i^{т.п.в.д}} \eta_{т.п} = QH/\eta, \quad (11.26)$$

где Q — подача воздухоподогревателя, м³/с; H — полное давление воздуха, развиваемое воздухоподогревателем, кПа; η — КПД воздухоподогревателя.

Соответствующий КПД турбоустановки

$$\eta_{ту} = 3600/q_{ту}. \quad (11.27)$$

За вычетом мощностей турбоприводов питательных насосов и воздухоподогревателя КПД турбоустановки брутто (абсолютный электрический)

$$\eta_{ту}^a = 3600N_s/Q_{ту}. \quad (11.28)$$

Тепловая нагрузка парового котла, кДж/ч,

$$Q_{п.к} = D_{п.к}(h_{п.к} - h_{п.в}^{п.к}) + D_{п.п}(h_{п.п}^{п.к} - h_{п.п}^{0, п.к}). \quad (11.29)$$

Энтальпии свежего пара и пара промежуточного перегрева определяют при давлении и температуре у парового котла; $h_{п.к}^{п.к} \approx h_{п.в}^{п.к}$. КПД транспорта теплоты (трубопроводов)

$$\eta_{тр} = Q_{ту}/Q_{п.к}. \quad (11.30)$$

Количество теплоты топлива

$$Q_c = Q_{п.к}/\eta_{п.к}. \quad (11.31)$$

КПД энергоблока (электростанции) брутто

$$\eta_c = 3600 N_s/Q_c = \eta_{ту}^a \eta_{тр} \eta_{п.к}. \quad (11.32)$$

В этом выражении исключена мощность приводных турбин питательных насосов и воздухоподогревателей, а также не учтена мощность прочих двигателей собственных нужд энергоблока (электростанции).

КПД энергоблока (электростанции) нетто

$$\eta_c^H = \frac{3600N_s(1 - \varepsilon_{с.н})}{Q_c} = \eta_c(1 - \varepsilon_{с.н}), \quad (11.33)$$

где $\varepsilon_{с.н} = N_{с.н}/N_s = 0,03 \div 0,07$ (большее значение на энергоблоках на твердом топливе).

Удельный расход теплоты энергоблока (электростанции) нетто, кДж/(кВт·ч),

$$q_c^H = \frac{Q_c}{N_s - N_{с.н}} = \frac{3600}{\eta_c^H}. \quad (11.34)$$

Часовые расходы условного и натурального топлива, кг/ч

$$B_y = Q_c/Q_{п.у}^p; \quad (11.35)$$

$$B_H = Q_c/Q_H^p, \quad (11.35a)$$

где теплота сгорания условного топлива равна $Q_{п.у}^p = 29308$ кДж/кг. Удельный расход условного топлива нетто, г/(кВт·ч),

$$b_y^H = 123/\eta_c^H. \quad (11.36)$$

Для лучших современных энергоблоков КЭС $b_y^H \approx 315 \div 320$ г/(кВт·ч).

11.3. Пример расчета тепловой схемы конденсационного энергоблока

Тепловая схема энергоблока. Энергоблок 800 МВт состоит из прямоточного котла П-67 ЗиО производительностью $2650 \cdot 10^3$ кг/ч, предназначенного для работы на буром угле Березовского месторождения КАТЭК, и однофазной конденсационной турбоустановки ЛМЗ К-800-240-5 сверхкритических парамет-

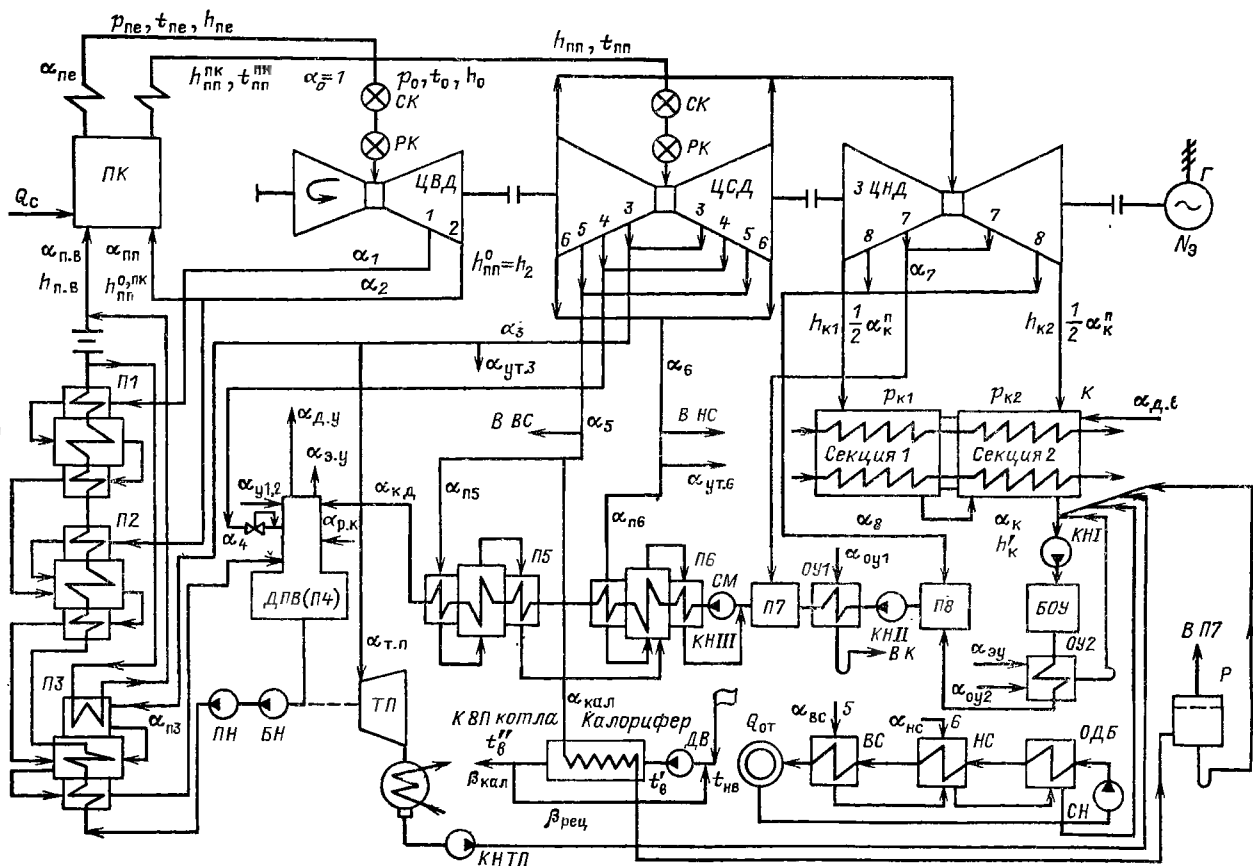


Рис. 11.6. ПТС пылеугольного энергоблока с турбоустановкой К-800-240-5 ЛМЗ:

КН ТП — конденсатный насос турбопривода; ВС, НС — верхний и нижний сетевые подогреватели; ОДБ — охладитель дренажей сетевых подогревателей; СН — сетевой насос; Р — расширитель дренажей калорифера

ров пара с одноступенчатым газовым промежуточным перегревом пара (рис. 11.6).

Турбина имеет пять цилиндров. Свежий пар с параметрами 23,5 МПа, 540 °С через группу стопорных и регулирующих клапанов поступает в двухкорпусный ЦВД, после чего направляется в промежуточный перегреватель парового котла при давлении $p_{п.п}^0 = 3,8$ МПа и температуре примерно 290 °С. После промежуточного перегрева пар (3,34 МПа, 540 °С) подводится через стопорные и регулирующие клапаны в середину двухпоточного ЦСД, из ЦСД отводится в три двухпоточных цилиндра низкого давления. Конечное давление в двухсекционном конденсаторе составляет $p_{к.ср} = 3,6$ кПа ($p_{к1} = 3,2$ кПа, $p_{к2} = 4$ кПа). Номинальная расчетная электрическая мощность турбогенератора энергоблока принята 800 МВт.

Турбина имеет восемь регенеративных отборов пара: два — из ЦВД, четыре — из ЦСД и два — из ЦНД. Конденсат турбины подогревается в охладителях уплотнений ОУ2 и ОУ1, в двух смешивающих (П8 и П7) и двух поверхностных (П6 и П5) ПНД. После деаэра-

тора питательная вода бустерным и питательным насосами прокачивается через три ПВД. Пароохладитель ПВД3 включен по схеме Виолен. Все ПВД и ПНД (поверхностного типа) имеют встроенные пароохладители и охладители дренажа греющего пара.

Применение смешивающих ПНД вертикальной конструкции потребовало установки трех ступеней конденсатных насосов.

Питательная установка имеет конденсационный турбопривод, питаемый паром из третьего отбора и включающий редуктор для понижения частоты вращения бустерного насоса. Конденсат турбопривода конденсатным насосом направляется в основной конденсатор.

Дренажи ПВД каскадно сливаются в деаэратор, а дренажи ПНД5 и ПНД6 — в смеситель после ПНД7; дренажи ОУ1 и ОУ2 поступают в основной конденсатор.

Греющий пар для двухступенчатой сетевой установки отбирается из пятого и шестого отборов турбины. Конденсат этого пара каскадно сливается в охладитель дренажей ОДБ, а затем в конденсатор.

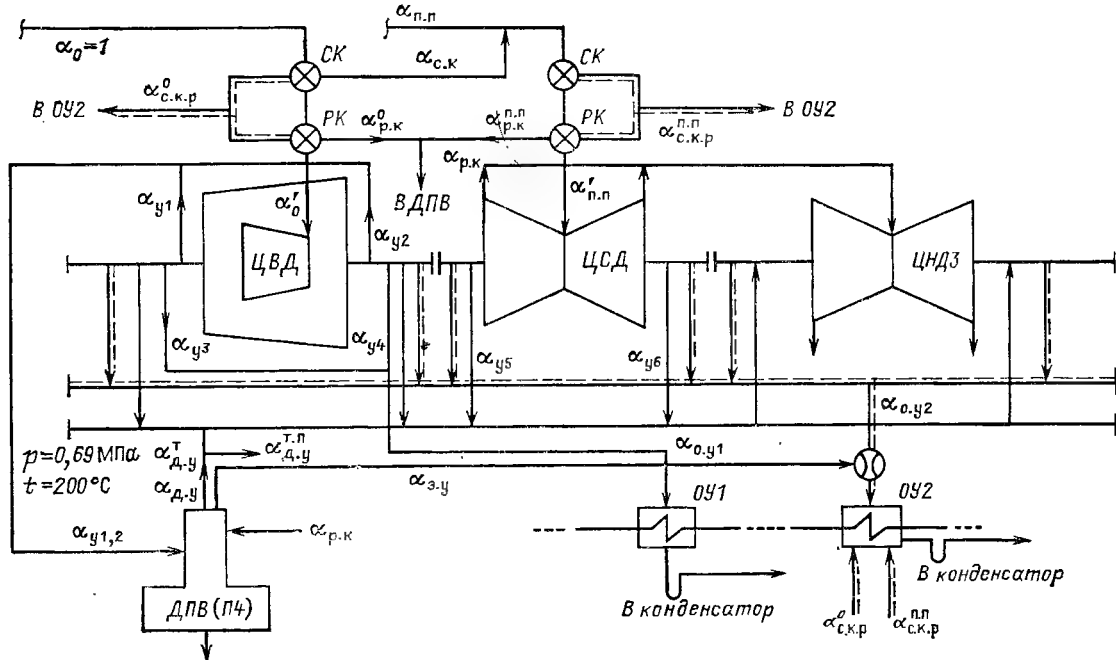


Рис. 11.7. Схема уплотнений штоков стопорных и регулирующих клапанов и концевых уплотнений турбины турбоустановки К-800-240-5:

СК, РК — стопорные и регулирующие клапаны

Установка предварительного подогрева котельного воздуха состоит из энергетических калориферов, установленных за дутьевыми вентилями котла. Греющий пар отбирается из пятого отбора, а его конденсат направляется в специальный расширитель дренажа.

Потери пара и воды энергоблока $\alpha_{ут} = 0,015$ условно отнесены к потокам отборного пара и восполняются обессоленной добавочной водой из химической водоочистки, подаваемой в основной конденсатор турбины с температурой 40 °С.

Принята следующая схема использования протечек из главной турбины (рис. 11.7) и питательной установки энергоблока: из стопорных и регулирующих клапанов ЦВД протечки направляются частично в «горячую» нитку промежуточного перегрева ($\alpha_{с.к.}$), частично в деаэратор ($\alpha_{р.к.}^0$); из стопорных и регулирующих клапанов ЦСД протечки поступают в деаэратор ($\alpha_{р.к.}^{п.п.}$); из концевых уплотнений стопорных и регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД протечки отсасываются в охладитель уплотнений ОУ2.

Протечки первых камер уплотнений ЦВД поступают в деаэратор ($\alpha_{у1}$; $\alpha_{у2}$); из вторых камер ЦВД — в охладитель уплотнений ОУ1 ($\alpha_{о.у1}$); к концевым уплотнениям ЦВД, ЦСД и трех ЦНД подводится пар из деаэратора питательной воды ($\alpha_{д.у.}^т$); из концевых уплотнений всех цилиндров пар отсасывается

паровым эжектором (поток пара $\alpha_{э.у}$ из деаэратора) в охладитель уплотнений ОУ2 ($\alpha_{о.у2}$). На концевые уплотнения приводной турбины питательного насоса также подают пар из деаэратора ($\alpha_{д.у.}^т$), а отсос пара из этих уплотнений поступает в охладитель уплотнений приводной турбины ОУ ($\alpha_{о.у}$) (рис. 11.8). Протечки воды из первых камер питательного насоса направляются в деаэратор ($\alpha_{у.в1}$), из концевых камер этого насоса — в ПНД7 ($\alpha_{у.в3}$). За конденсатным насосом третьей ступени КН III отбирают часть основного конденсата ($\alpha_{у.в2}$) на концевые уплотнения питательного насоса.

Под тремя ЦНД турбины установлен продольный (аксиальный) конденсатор с перегородкой по пару, позволяющей осуществлять двухступенчатую конденсацию пара, вследствие чего имеют место разные конечные давления пара $p_{к1} < p_{к2}$. Ступенчатая конденсация пара позволяет получить более глубокий вакуум при исходной температуре охлаждающей воды. Конденсат пара переливается из первой секции конденсатора во вторую, а затем поступает к конденсатному насосу первой ступени. Воздух из конденсаторов главной и приводной турбин отсасывается водяными эжекторами.

Параметры пара и воды турбоустановки. На рис. 11.9 показана схема процесса работы пара турбоустановки в h, S -диаграмме; в табл. 11.1 приведены КПД отсеков главной

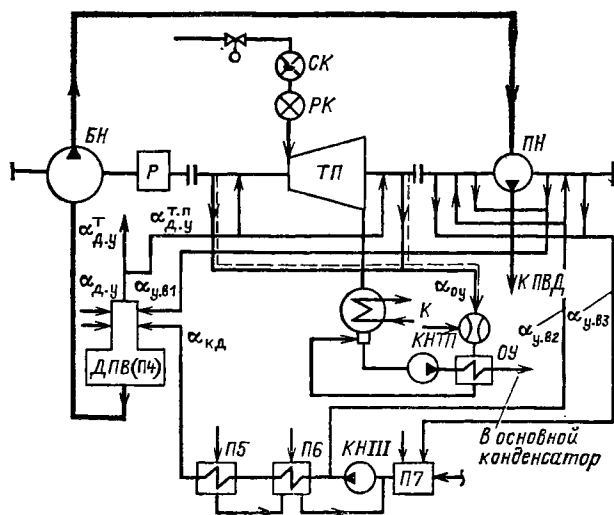


Рис. 11.8. Схема концовых уплотнений питательной установки энергоблока 800 МВт:
БН, ПН — бустерный и питательный насосы; Р — редуктор понижения частоты вращения БН

турбины и приводной турбины питательного насоса.

Температура регенеративного подогрева питательной воды принята 270°C ; с учетом дополнительного подогрева в охладителе пара третьего отбора, включенного по схеме Виолен, она равна 275°C .

Параметры пара и воды приведены в табл. 11.2, где приняты следующие обозначения:

p, t, x, h — давление, температура, степень сухости и энтальпия пара; p_r — давление пара перед подогревателями системы регенерации; $t_{sr}, h_{sr}, h_{др}$ — температура и энтальпия конденсата при насыщении для давления p_r , энтальпия дренажа греющего пара; θ_r — недогрев воды в регенеративном подогревателе с учетом пароохладителя; $p_{вр}, t_{вр}, h_{вр}$ — давление, температура и энтальпия воды после регенеративных подогревателей; τ_r — подогрев воды в ступени регенерации, включая собственно подогреватель (зона конденсации пара), пароохладитель и охладитель дренажа; q_r — теплота, отдаваемая греющим паром в ступени регенерации.

Точка O' процесса работы пара отвечает его состоянию перед регулирующей ступенью ЦВД, точки 2^0 и 2 — параметрам пара до и после промежуточного перегрева. Приняты следующие потери давления пара: в стопорных и регулирующих клапанах ЦВД — 3%, в тракте промежуточного перегрева, включая стопорные и регулирующие клапаны ЦСД, — 14%, в ресиверах пара между ЦСД и ЦНД — 2%, в паропроводах отборного пара — 5—8%. Давления пара до и после приводной турбины питательного и бустерного насосов приняты: $p_0^{т.п.} = 1,67$ МПа, $p_k^{т.п.} = 5$ кПа; энтальпии пара соответственно равны $h_0^{т.п.} = 3400$ кДж/кг, $h_k^{т.п.} = 2439$ кДж/кг.

Температуры воды в сетевой подогревательной установке следующие: на входе 60°C ,

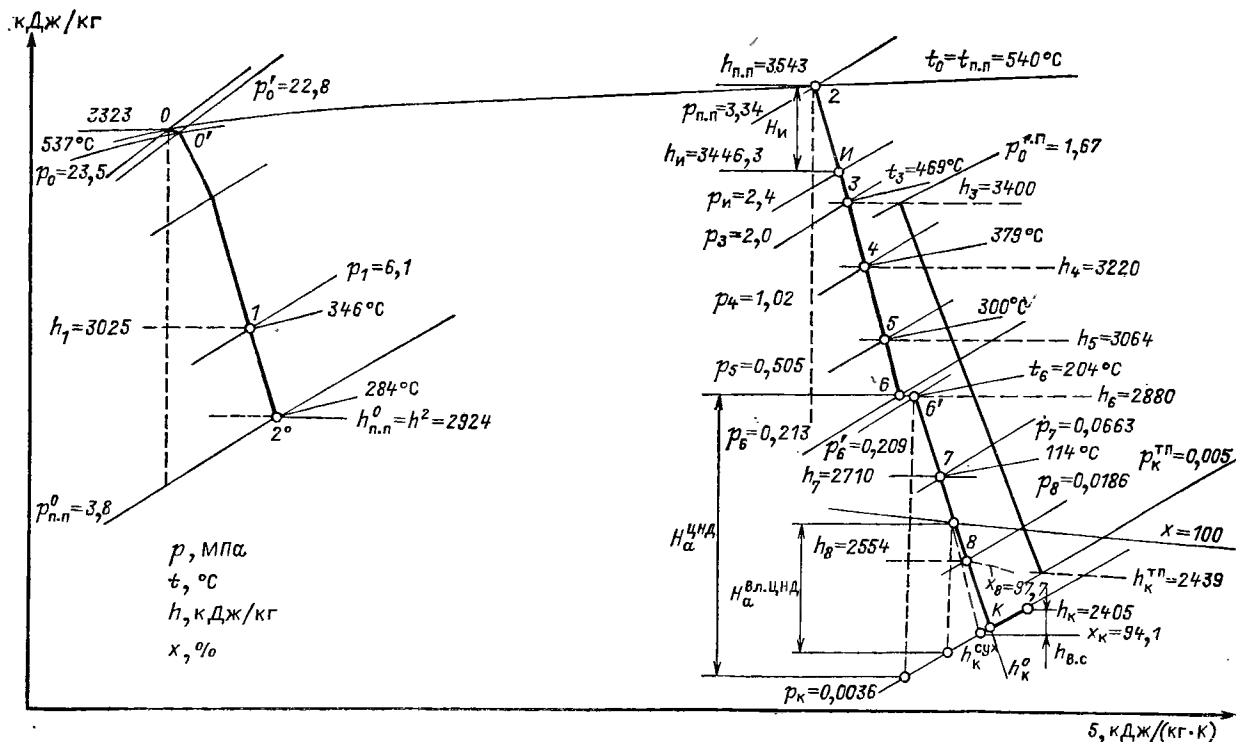


Рис. 11.9. Процесс работы пара в главной турбине и турбоприводе турбоустановки К-800-240-5

Таблица 11.1

Показатель	Главная турбина				Приводная турбина питательного насоса
	ЦВД	ЦСД	ЦНД*		
Интервал давлений пара в турбине, МПа	23,5—16	16—3,8	3,34—0,213	0,209—0,0036	1,67—0,005
η_{oi} , %	75	87	91	81**	84

* Без учета потери с выходной скоростью ($h_{в.с} \approx 30$ кДж/кг).

** В зоне работы на перегретом паре.

Таблица 11.2

Точка процесса пара	Элемент тепловой схемы	Пар в отборах турбины			Пар в регенеративных подогревателях					Обогреваемая вода за регенеративными подогревателями				
		p , МПа	$t(x)$, °C(%)	h , кДж/кг	p_r , МПа	t_{gr} , °C	h'_r , кДж/кг	$h_{дрr}$, кДж/кг	q_r , кДж/кг	θ_r , °C	p_{Br} , МПа	t_{Br} , °C	h_{Br} , кДж/кг	τ_r , кДж/кг
0	—	23,50	540	3323	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0'	—	22,80	537	3323	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1	П1	6,10	346	3025	5,70	272	1196,8	1100	1925	2	31	270	1181,9	121,9
2°	П2	3,80	284	2924	3,70	245,7	1065,3	939	1985	2	31,5	243,7	1060	168
2	—	3,34	540	3543	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
3	П3	2,00	469	3400	1,90	209,8	896,8	778	2204****	4	32	205,8	892	154*
4	П4(ДПВ)	1,02	379	3220	0,70	165	697	—	—	0	0,7	165	697	—
5	П5	0,505	300	3064	0,476	150	632,2	531	2533	2	1,2	148	622,5	131
6	П6	0,213	204	2880	0,199	120	503,7	404	2476	3	1,5	117	491,5	128,4**
7	П7	0,0663	114	2710	0,062	86,5	363,1	—	—	0	0,062	86,5	363,1	—
8	П8	0,0186	$x=97,7$	2554	0,0172	56,8	237,2	—	—	0	0,0172	56,8	237,2	—
К	К	0,0036	$x=94,1$	2405***	—	—	—	—	2291,2	0	0,0036	27,2	113,8	—

* С учетом подогрева воды в ПН.

** Без учета подогрева воды в СМ.

*** С учетом потери с выходной скоростью пара.

**** С учетом охлаждения пара в пароохладителе ПЮ3.

между подогревателями 90, на выходе 130 °C. Отпуск теплоты на отопление принят равным 65 ГДж/ч. Давление сетевой воды 0,8 МПа.

Температуры котельного воздуха до и после калориферной установки приняты: $t'_b = 1$ °C, $t''_b = 50$ °C; температура наружного воздуха $t_{н.в} = -5$ °C.

Построение процесса работы пара в турбине в h , S -диаграмме (рис. 11.9) и составление табл. 11.2 осуществляются одновременно. В первую очередь строят процесс работы пара в ЦВД и ЦСД. Учитывают значения η_{oi} цилиндров, потери давления на тракте промежуточного перегрева (табл. 11.1). Для построения процесса в ЦСД предварительно задаются значением давления за ним $p''_{цсд} \approx 0,1$ МПа, заведомо меньшим оптимального значения $p''_{цсд} = p_6$, которое будет определено позднее. По известной температуре воды за последним ПВД (П1) определяют параметры пара в первом отборе турбины, по давлению пара до промежуточного перегрева — параметры воды за предпоследним ПВД (П2). Недоохлаждение дренажа греющего пара в охладителях принимают в зависимости от ви-

да и стоимости топлива в диапазоне 20—60 кДж/кг (меньшие значения — для дорогого топлива).

Давление пара в деаэраторе выбирают с учетом структуры тепловой схемы и режима работы деаэратора. В данном примере расчета деаэратор работает при постоянном давлении в 0,7 МПа. Это позволяет определить подогрев воды в питательном и бустерном насосах энергоблока (11.1):

$$\tau_{п.н} = \frac{1,1(32,4 - 0,7)}{0,85} = 41 \text{ кДж/кг},$$

а также энтальпию воды за питательной установкой

$$h_{в.л.н} = h_{в4} + \tau_{п.н} = 697 + 41 = 738 \text{ кДж/кг}.$$

В тепловой схеме турбоустановки 800 МВт пароохладитель ПВД3 (П3) включен по схеме Виолен, поэтому по сделанным ранее рекомендациям принимаем $\tau_2 \approx \tau_3 \approx 0,5(h_{в2} - h_{в.л.н})$; $h_{в2} = 1060$; $h_{в3} = 892$ кДж/кг. Далее определяем параметры пара в третьем отборе турбоустановки.

Подогрев воды в остальных ступенях рас-
пределим по геометрической прогрессии, оп-
ределив по (11.6) ее показатель $m=1,02$:

$$\frac{\tau_3}{\tau_4} = \frac{\tau_4}{\tau_5} = \frac{\tau_5}{\tau_6} = \frac{\tau_6}{\tau_7} = \frac{\tau_7}{\tau_8} = m = 1,02.$$

При наличии шести оставшихся ступеней по-
догрева воды получим

$$\tau_8 = (h_{в8} - h_{к'}) \frac{1-m}{1-m^6} =$$

$$= (892 - 113,8) \frac{1-1,02}{1-1,02^6} = 123,4 \text{ кДж/кг.}$$

Далее определяем: $\tau_7 = m\tau_8 = 1,02 \cdot 123,4 =$
 $= 125,9$; $\tau_6 = m\tau_7 = 128,4$; $\tau_5 = m\tau_6 = 131,0$; $\tau_4 =$
 $= m\tau_5 = 133,6$; $\tau_3 = m\tau_4 \approx 135,9$.

Параметры воды и пара в подогревателях
и пара в отборах турбины определяем, ис-
пользуя значения τ_i (табл. 11.2). Учитываем
принятые значения недогрева воды, давление
воды и потери давления пара в турбинах, а
именно:

ПНД (П8): недогрев воды в смешиваю-
щем подогревателе принят $\theta_8 = 0^\circ\text{C}$ (см.
табл. 11.2). Энтальпия воды за П8 составит
 $h_{в8} = h_{к'} + \tau_8 = 237,2 \text{ кДж/кг}$. Давление
пара в подогревателе $p_8' = 17,2 \text{ кПа}$ и тем-
пературу воды в нем $t_{в8} = t_{с8} = 56,8^\circ\text{C}$ опре-
деляем по значению $h_{в8}'$ из таблиц теплофи-
зических свойств пара и воды. Давление па-
ра в отборе турбины находим с учетом по-
терь на тракте подогреватель — турбина:

$$p_8 = 1,08 p_8' = 18,6 \text{ кПа.}$$

ПНД (П7): по аналогии с П8 имеем:

$$\theta_7 = 0; h_{в7} = h_{в8} + \tau_7 = 363,1 \text{ кДж/кг;}$$

$$p_7' = 62 \text{ кПа; } t_{в7} = t_{с7} = 86,5^\circ\text{C; } p_7 =$$

$$= 1,07 p_7' = 66,3 \text{ кПа.}$$

ПНД (П6): энтальпия воды за поверхно-
стным подогревателем равна $h_{в6} = h_{в7} + \tau_6 =$
 $= 491,5 \text{ кДж/кг}$. Давление воды в ПНД при-
нято $p_{в6} = 1,5 \text{ МПа}$ (табл. 11.2). По давле-
нию и энтальпии воды определяем темпера-
туру воды за ПНД из таблиц теплофизиче-
ских свойств: $t_{в6} = 117^\circ\text{C}$. Недогрев воды в
ПНД принят $\theta_6 = 3^\circ\text{C}$. Температура и давле-
ние насыщения греющего пара в ПНД соот-
ветственно равны:

$$t_{с6} = t_{в6} + \theta_6 = 120^\circ\text{C, } p_6' = 199 \text{ кПа.}$$

Давление пара в отборе турбины определяем
с учетом потерь на тракте подогреватель —
турбина $p_6 = 1,07 p_6' = 213 \text{ кПа}$.

ПНД (П5): по аналогии с П6 имеем:

$$h_{в5} = h_{в6} + \tau_5 = 622,5 \text{ кДж/кг; } p_{в5} = 1,2 \text{ МПа;}$$

$$t_{в5} = 148^\circ\text{C; } \theta_5 = 2^\circ\text{C; } t_{с5} = 150^\circ\text{C; } p_5' =$$

$$= 0,476 \text{ МПа; } p_5 = 1,06 p_5' = 0,505 \text{ МПа.}$$

ПНД (П4): по аналогии с П8 имеем:

$$\theta_4 = 0; h_{в4} = h_{к'} + \tau_4 = 756,1 \text{ кДж/кг;}$$

$$p_4' = 0,97 \text{ МПа; } t_{в4} = t_{с4} = 178,5^\circ\text{C; } p_4 =$$

$$= 1,05 p_4' = 1,02 \text{ МПа.}$$

Энтальпия воды за ПВД (П3) равна $h_{в3} =$
 $= h_{в4} + \tau_3 = 892 \text{ кДж/кг}$. Распределение подо-
грева воды выполнено.

Уточняем подогрев воды в деаэраторе при
его работе на постоянном давлении $p_4' =$
 $= 0,7 \text{ МПа}$ и $h_4' = h_{в4} = 697 \text{ кДж/кг}$, т. е. $\tau_4 =$
 $= 697 - 622,5 = 74,5 \text{ кДж/кг; } t_{в4} = t_{с4} = 165^\circ\text{C}$.
Подогрев основного конденсата в деаэраторе
составит $\Delta t = t_{в4} - t_{в5} = 17^\circ\text{C}$, что соответствует
рекомендациям (см. гл. 9). С учетом подогре-
ва воды в питательном насосе $\tau_3 = 892 - 738 =$
 $= 154 \text{ кДж/кг} \approx \tau_2$.

Проверяем местоположение индифферент-
ной точки на h, S -диаграмме процесса рас-
ширения пара в ЦСД. Определяем КПД
условной конденсационной турбины, состоя-
щей из одного ЦВД, по (11.4):

$$\eta_{\text{цвд}} = \frac{1(3323 - 3025) + (1 - 0,06383)(3025 - 2924)}{3323 - 1181,9} =$$

$$= 0,183,$$

где доля расхода пара на подогреватели П1
и П2 согласно (11.3) и (11.3а) определяется
по принятому балансу расхода питательной
воды при условии $\alpha_{п.в} = \alpha_0 = 1,0$:

$$\alpha_1 = \frac{1,0 \cdot 121,9 / 0,992}{1925} = 0,06383;$$

$$\alpha_2 = \frac{1,0 \cdot 168 / 0,993 - 0,06383(1100 - 939)}{1985} = 0,08005.$$

Темперопад от начала процесса расши-
рения пара в ЦСД до индифферентной точки
определяется по (11.5):

$$H_{\text{и}} = 0,183(3543 - 2924)(1 - 0,06383 -$$

$$- 0,08005) = 96,98 \text{ кДж/кг.}$$

Используя значение $H_{\text{и}}$, получаем следу-
ющие параметры индифферентной точки: $h_{\text{и}} =$
 $= h_{\text{ц.п}} - H_{\text{и}} = 3543 - 96,98 = 3446,02 \text{ кДж/кг; } p_{\text{и}} =$
 $= 2,40 \text{ МПа} > p_3$, что подтверждает допус-
тимость принятого распределения подогрева пи-
тательной воды между второй и третьей сту-
пенями.

Уточняем процесс работы пара в ЦНД тур-
бины, закончив его для ЦСД в точке 6 про-

цесса ($p_6=0,213$ МПа). Давление пара на входе в ЦНД $p_6'=0,98p_6=0,209$ МПа. Процесс расширения пара в ЦНД до среднего значения конечного давления $p_k=3,6$ кПа строим первоначально по $\eta_{oi}^{ЦНД}$ для перегретого пара. Затем вводим поправку на работу в зоне влажного пара:

$$\eta_{oi}^{вл.ЦНД} = \eta_{oi}^{ЦНД} [1 - (1 - k_{вл}) H_a^{вл.ЦНД} / H_a^{ЦНД}], \quad (11.37)$$

где поправочный коэффициент

$$k_{вл} = 1 - \beta(y_0 + y_k) / 2. \quad (11.38)$$

В формуле (11.38) коэффициентом β учтено влияние средней влажности пара на значение η_{oi} ; в зависимости от конструкции турбины $\beta=0,5 \div 1$.

Поправочный коэффициент определяем с учетом начальной y_0 и конечной y_k влажностей пара, приняв $\beta=0,87$:

$$k_{вл} = 1 - 0,87 \frac{y_0 + y_k}{2} = 1 - 0,87 \frac{0 + 0,074}{2} = 0,9678.$$

По построению: $H_a^{ЦНД} = 2880 - 2252 = 628$ кДж/кг; $h_{к^{сух}} = 2371$ кДж/кг; $H_a^{вл.ЦНД} = 2632 - 2308 = 324$ кДж/кг. В итоге получаем

$$\eta_{oi}^{вл.ЦНД} = 0,81 \left[1 - (1 - 0,9678) \frac{324}{628} \right] = 0,796;$$

далее определяем положение точек процесса работы пара за ЦНД без учета и с учетом потери с выходной скоростью (рис. 11.9): $h_k^0 = 2375$ кДж/кг и $h_k = h_k^0 + h_{в.с} = 2405$ кДж/кг. Заканчиваем составление процесса работы пара и таблицы параметров пара и воды построением рабочего процесса в приводной турбине питательного и бустерного насосов.

Материальные балансы пара и воды. Для энергоблоков с прямоточным котлом полагают, что его паровая нагрузка (в долях) равна $\alpha_{п.к} = \alpha_{п.в} = 1,0$ [см. (11.9)]. Доля расхода добавочной воды в конденсатор главной турбины $\alpha_{д.в} = \alpha_{ут} = \Sigma \alpha_{вн} = 0,015$.

Протечки из уплотнений турбины (см. рис. 11.7) приняты равными: из первых камер стопорных и регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД $\alpha_{с.к} = 0,003$, $\alpha_{р.к}^0 = 0,002$, $\alpha_{р.к}^{п.п} = 0,0003$; из концевых камер тех же клапанов $\alpha_{с.к.р}^0 = 0,0004$, $\alpha_{с.к.р}^{п.п} = 0,0003$, $\alpha_{р.к} = 0,0023$; отвод пара из первых камер переднего и заднего уплотнений ЦВД $\alpha_{y1} = 0,0006$, $\alpha_{y2} = 0,0004$; отвод пара из вторых камер этих уплотнений $\alpha_{y3} = 0,0006$, $\alpha_{y4} = 0,0004$; отвод пара из первых камер уплотнений ЦСД

$\alpha_{y5} = \alpha_{y6} = 0,0003$; из концевых уплотнений ЦВД, ЦСД и трех ЦНД в охладитель уплотнений ОУ2 отводится $\alpha_{о.у2} = 0,002$.

Расход пара на эжектор отсоса из уплотнений $\alpha_{э.у} = 0,0008$.

Протечки пара из концевых уплотнений турбопривода ПН (см. рис. 11.8) $\alpha_{о.у} = 0,0004$ направляются в собственный охладитель уплотнений, а затем в конденсатор. Из деаэратора питательной воды в предпоследние камеры уплотнений турбины и приводной турбины направляется пар при давлении 0,1 МПа в количестве

$$\alpha_{д.у} = \alpha_{д.у}^T + \alpha_{д.у}^{T.п} = 0,0014 + 0,0002 = 0,0016.$$

В тепловой схеме учтены протечки воды питательного насоса: из первых камер в деаэратор питательной воды $\alpha_{у.в1} = 0,008$; из концевых уплотнений в ПНД (П7) $\alpha_{у.в3} = 0,008$. За конденсатным насосом КН III отбирается конденсат на уплотнения питательного насоса в количестве $\alpha_{у.в2} = 0,002$.

Регенеративные подогреватели высокого давления (ПВД). Ранее были определены доли расхода пара на ПВД1 и ПВД2 (рис. 11.10) $\alpha_1 = 0,06383$, $\alpha_2 = 0,08005$, а также подогрев воды в питательном и бустерном насосах $\tau_{п.н} = 41$ кДж/кг.

Доля расхода пара на ПВД3 вычисляется по формуле (11.13):

$$\alpha_{п3} = \frac{1,0 \cdot 154 / 0,994 - (0,06383 + 0,08005) (939 - 778)}{2204} = 0,05978,$$

где $q_3^0 = h_3^0 - h_{др3} = 2982 - 778 = 2204$ кДж/кг. Энтальпию пара h_3^0 на входе в зону конденсации ПВД3 после пароохладителя, включенного по схеме Виолет, определяем при $t_3^0 = t_{в1} + \theta_{по} = 270 + 10 = 280^\circ\text{C}$ при $p_3^0 = 0,98p_3' = 1,86$ МПа.

Тепловой баланс пароохладителя ПВД3:

$$\alpha_{п.в} (h_{п.в} - h_{в1}) = \alpha_{п3} (h_3 - h_3^0) \eta_{п3}; \quad (11.39)$$

$$1,0 (h_{п.в} - 1181,9) = 0,05978 (3400 - 2982) \cdot 0,994.$$

Получаем значение энтальпии питательной воды за турбоустановкой $h_{п.в} = 1206,7$ кДж/кг. При $p_{п.в} = 30,8$ МПа конечное значение температуры питательной воды $t_{п.в} = 275^\circ\text{C}$.

Питательная установка. Доля отбора пара на приводную турбину (11.14):

$$\alpha_{т.п} = \frac{1,0 \cdot 1,1 (32,4 - 0,7)}{(3400 - 2439) \cdot 0,83 \cdot 0,99} = 0,04416.$$

Доля расхода пара третьего отбора $\alpha_3 = \alpha_{п3} + \alpha_{т.п} + \alpha_{ут3} = 0,11094$.

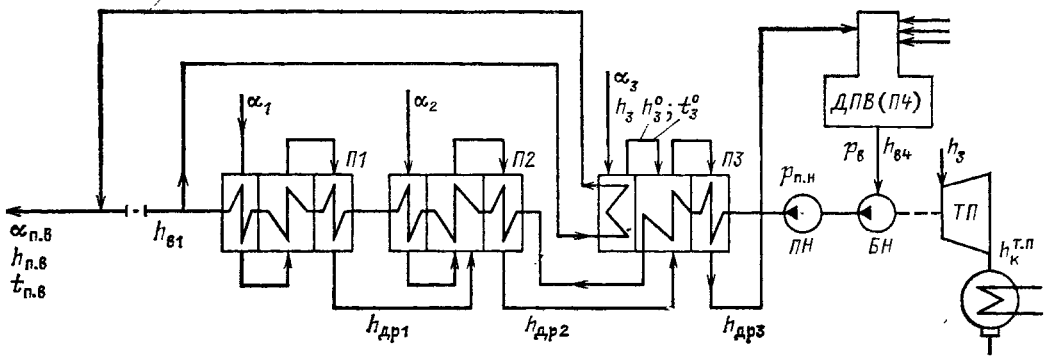


Рис. 11.10. Расчетная схема группы ПВД и питательной установки энергоблока 800 МВт

Деаэратор питательной воды (рис. 11.11).
Уравнение материального баланса:

$$(\alpha_{п.в} + \alpha_{у.в3} - \alpha_{у.в2}) + (\alpha_{д.у} + \alpha_{э.у}) = (\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_{п3}) + \alpha_{у1,2} + \alpha_{р.к} + \alpha_{кд} + \alpha_4; \quad (11.40)$$

$$(1,0 + 0,008 - 0,002) + (0,0016 + 0,0008) = 0,20366 + 0,001 + 0,0023 + \alpha_{кд} + \alpha_4; \quad \alpha_4 = 0,80144 - \alpha_{кд}. \quad (11.40a)$$

Уравнение теплового баланса

$$(\alpha_{п.в} + \alpha_{у.в3} - \alpha_{у.в2}) h_4' + (\alpha_{д.у} + \alpha_{э.у}) h_4'' = (\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_{п3}) h_{др3} + \alpha_{у1,2} h_{у1,2} + \alpha_{р.к} h_{р.к} + \alpha_{кд} h_{в5} + \alpha_4 h_4; \quad (11.40b)$$

$$(1,0 + 0,008 - 0,002) \cdot 697 + (0,0016 + 0,0008) \cdot 2762,9 = 0,20366 \cdot 778 + 0,001 \cdot 3010 + 0,0023 \cdot 3352 + \alpha_{кд} \cdot 622,5 + \alpha_4 \cdot 3220.$$

Подставляя (11.40a) в уравнение (11.40b), получаем $\alpha_{кд} = 0,78616$; $\alpha_4 = 0,01528$. Проверяем уравнение материального баланса деаэратора, превращая его для контроля в тождество.

Установка предварительного подогрева котельного воздуха (калориферы). Предварительно определяем предполагаемый расход пара на турбину по (11.12):

$$D_{о(к)} = \frac{3600 \cdot 800 \cdot 10^3}{[(3323 - 2924) + (3543 - 2405)] \cdot 0,994 \cdot 0,99} = 1904,13 \cdot 10^3 \text{ кг/ч; принимаем}$$

$$\beta_p = 1,336; \text{ тогда } D_0 = 1,336 \cdot 1904,13 \cdot 10^3 = 2544 \cdot 10^3 \text{ кг/ч.}$$

$$\text{Рассчитываем тепловую нагрузку парового котла по (11.29): } Q_{п.к} = 1,0 \cdot 2544 \cdot 10^3 (3321 - 1206,7) + (1 - 0,06383 - 0,08005) \cdot 2544 \times 10^3 (3553,5 - 2912,6) = 6774,640 \text{ ГДж/ч,}$$

Для определения энтальпии свежего пара и пара промежуточного перегрева у котла $h_{пе}$, $h_{п.п}^{п.к}$ и $h_{п.п}^{о.п.к}$ принимаем следующие параметры этого пара: $p_{пе} = 25 \text{ МПа}$, $t_{пе} = 545^\circ\text{C}$; $p_{п.п}^{о.п.к} = 3,74 \text{ МПа}$, $t_{п.п}^{о.п.к} = 280^\circ\text{C}$; $p_{п.п}^{п.к} = 3,40 \text{ МПа}$, $t_{п.п}^{п.к} = 545^\circ\text{C}$; $h_{п.в}^{п.к} = h_{п.в}$ с учетом потерь тракта.

Расход натурального топлива на паровой котел определяем по прямому балансу, приняв его КПД $\eta_{п.к} = 0,92$: $B_p Q_H \eta_{п.к} = Q_{п.к}$; $B_p \cdot 15660 \cdot 0,92 = 6774,64 \cdot 10^6$; $B_p = 470,226 \times 10^3 \text{ кг/ч.}$

Тепловой баланс калориферов (рис. 11.6):

$$Q_v = Q_{кал} = (\beta_{кал} + \beta_{реци}) L^0 B_p \times (t_v'' c_v'' - t_v' c_v') = D_{кал} (h_5 - h_5') \eta_{п}, \quad (11.41)$$

где L^0 — теоретически необходимое количество воздуха, кг/кг. Избыток котельного воздуха за калориферами принимаем $\beta_{кал} = 1,28$. Доля рециркуляции воздуха для поддержания положительной температуры воздуха перед калориферами зависит от температуры

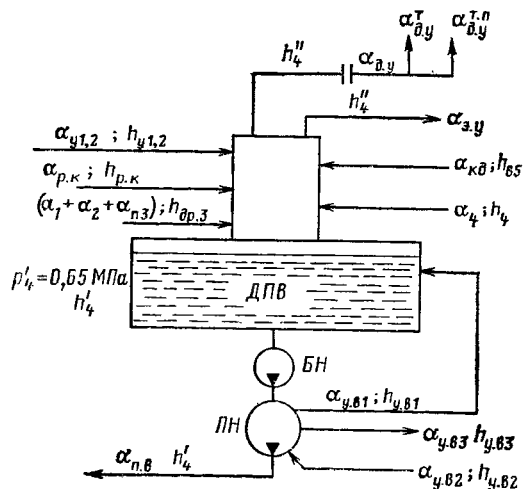


Рис. 11.11. Расчетная схема деаэратора питательной воды турбоустановки 800 МВт

наружного воздуха. Коэффициент $\beta_{\text{рец}}$ определяем из уравнения смешения потоков горячего и холодного воздуха перед дутьевым вентилятором (ДВ):

$$\beta_{\text{рец}} t_{\text{в}}'' + \beta_{\text{кал}} t_{\text{н.в}} = (\beta_{\text{рец}} + \beta_{\text{кал}}) t_{\text{в}}'; \quad (11.41a)$$

$$\beta_{\text{ред}} 50 + 1,28 (-5) = (\beta_{\text{ред}} + 1,28) \cdot 1;$$

$$\beta_{\text{ред}}=0,158; \quad Q_{\text{кал}}=(1,28+0,158) \times$$

$$\times 5,50 \cdot 470,226 \cdot 10^{-3} (50 \cdot 1,0057 -$$

$$-1 \cdot 1,0028) = D_{\text{кал}} (3064 - 632,2) \cdot 0,99 =$$

$$= 183,282 \text{ ГДЖ/ч}; D_{\text{кал}} = 76,13 \cdot 10^3 \text{ кг/ч};$$

$$\alpha_{\text{кал}} = 76,13 \cdot 10^3 / 2544 \cdot 10^3 = 0,02993.$$

Сетевая подогревательная установка. Расход сетевой воды

$$G_{\text{с.в}} = \frac{Q_{\text{от}}}{h_{\text{в.с}} - h_{\text{о.с}}} = \frac{65 \cdot 10^6}{551 - 279} = 239 \cdot 10^3 \text{ кг/ч.}$$

Тепловой баланс верхней ступени установки (BC):

$$G_{\text{C.B}}(h_{\text{П.С}} - h_{\text{Н.С}}) = D_{\text{Б.С}}(h_5 - h_5') \eta_{\text{П}}; \quad (11.42)$$

$$239 \cdot 10^3 (551 - 377,5) = D_{\text{н.с}} (3064 -$$

$$-632,2) \cdot 0,997; D_{\text{в.с}} = 16\,669 \text{ кг/ч};$$

$$\alpha_{B.C} = 0,00654.$$

Тепловой баланс нижней ступени сетевой установки (НС):

$$G_{\text{с.в}}(h_{\text{н.с}} - h_{\text{одб}}) = D_{\text{н.с}}(h_6 - h_6')\eta_{\text{II}} + \\ + D_{\text{в.с}}(h_5' - h_6')\eta_{\text{II}}; \quad (11.43)$$

$$239 \cdot 10^3 (377,5 - h_{\text{одб}}) = D_{\text{н.с}} (2880 -$$

$$-503,7) \cdot 0,998 + 16\,669(632,2 -$$

$$-503,7) \cdot 0,998.$$

Тепловой баланс охладителя дренажей (ОДБ):

$$G_{\text{c.B.}}(h_{0\text{ДБ}} - h_{0\text{.C}}) = (D_{\text{И.С.}} + D_{\text{Б.С.}}) \times \\ \times (h_6' - h_{\text{ДР}}) \eta_{\text{П}}; \quad (11.44)$$

$$239 \cdot 10^3 (h_{\text{одб}} - 279) = (D_{\text{н.с}} +$$

$$+16\,669)(503,7-335) \cdot 0,998.$$

Значение $h_{\text{др}}=335$ кДж/кг принято при $p_{\text{др}}=0,15$ МПа и $t_{\text{др}}=80^\circ\text{C}$. Из совместного решения уравнений (11.43) и (11.44) определяем, исключая $h_{\text{одб}}$: $D_{\text{н.с}}=8070$ кг/ч, $\alpha_{\text{н.с}}=0,00317$.

Подогреватели низкого давления (ПНД)
(рис. 1.1.12):

ПНД5: доля расхода пара на ПНД5 по (11.15)

$$a_{\text{н5}} = \frac{0,78616 \cdot 131 / 0,996^1}{2533} = 0,04082.$$

$$\text{Доля расхода пара пятого отбора } \alpha_5 = \alpha_{п5} + \alpha_{в.с} + \alpha_{кал} = 0,07729.$$

ПНД6 и СМ: уравнение теплового баланса для П6:

$$\alpha_{\text{кд}}(h_{\text{в6}} - h_{\text{см}}) = \alpha_{\text{п6}} q_6 \eta_{\text{п6}} + \alpha_{\text{п5}} (h_{\text{др5}} - h_{\text{др6}}) \eta_{\text{п6}}. \quad (11.45)$$

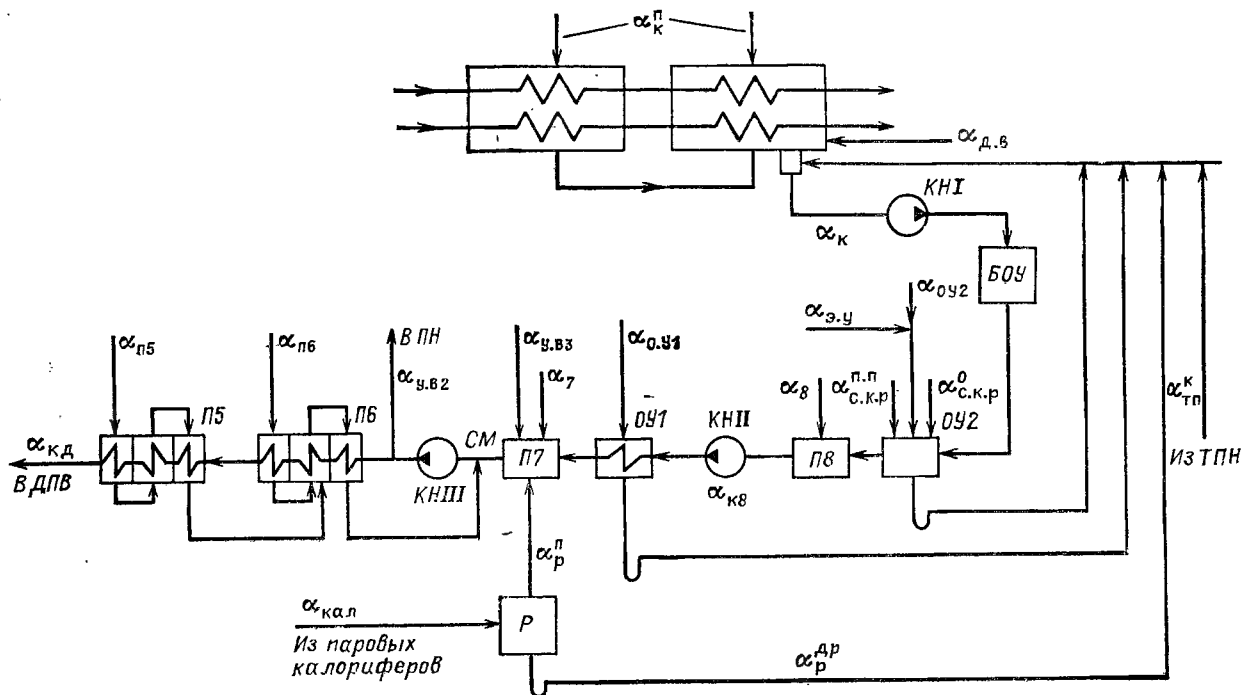


Рис 11.12. Расчетная схема группы ПНД турбоустановки 800 МВт

$$0,78616(491,5 - h_{см}) = \alpha_{п6} \cdot 2476 \times \\ \times 0,997 + 0,04082(531 - 404) \cdot 0,997.$$

Уравнение материального баланса для СМ:

$$(\alpha_{кд} + \alpha_{у.в2}) h_{см} = (\alpha_{п5} + \\ + \alpha_{п6}) h_{др6} + \alpha_{к7} h_{в7}, \quad (11.46)$$

где $\alpha_{к7} = \alpha_{кд} + \alpha_{у.в2} - \alpha_{п5} - \alpha_{п6}$; $(0,78616 + 0,002) h_{см} = (0,04082 + \alpha_{п6}) \cdot 404 + (0,78616 + 0,002 - 0,04082 - \alpha_{п6}) \cdot 363,1$.

Из совместного решения уравнений (11.45) и (11.46) получаем, исключая $h_{см}$,

$$\alpha_{п6} = 0,03750, \alpha_{к7} = 0,70984.$$

Доля расхода пара шестого отбора $\alpha_6 = \alpha_{п6} + \alpha_{н.с} + \alpha_{у.т.6} = 0,04867$.

Расширитель дренажа греющего пара калориферов (Р). Принимаем давление пара в расширителе $p_p = 0,10$ МПа; $h'_p = 417,5$ кДж/кг; $h''_p = 2675,7$ кДж/кг. Уравнение материального баланса (см. рис. 11.6):

$$\alpha_{кал} = 0,02993 = \alpha_p^n + \alpha_p^{др}.$$

Уравнение теплового баланса:

$$\alpha_{кал} h'_5 = \alpha_p^n h_p'' + \alpha_p^{др} h_p';$$

$$0,02993 \cdot 632,2 = \alpha_p^n \cdot 2675,7 + \alpha_p^{др} \cdot 417,5.$$

Решаем совместно оба уравнения и получаем: $\alpha_p^n = 0,00285$; $\alpha_p^{др} = 0,02708$.

ПНД7 и ОУ1: уравнение материального баланса (рис. 11.6—11.8) для П7:

$$\alpha_{к7} = \alpha_7 + \alpha_{у.в3} + \alpha_p^n + \alpha_{к8}. \quad (11.47)$$

$$0,70984 = \alpha_7 + 0,008 + 0,00285 + \alpha_{к8}.$$

Уравнение теплового баланса

$$\alpha_{к7} h_{в7} = \alpha_7 h_7 + \alpha_{у.в3} h_{у.в3} + \\ + \alpha_p^n h_p'' + \alpha_{к8} h_{в.о.у1}; \quad (11.48)$$

$$0,70984 \cdot 363,1 = \alpha_7 \cdot 2710 + 0,008 \cdot 326 +$$

$$+ 0,00285 \cdot 2675,7 + \alpha_{к8} h_{в.о.у1}.$$

Уравнение теплового баланса для ОУ1:

$$\alpha_{к8} (h_{в.о.у1} - h_{в8}) = \alpha_{о.у1} (h_{о.у1} - h'_{о.у1}) \eta_{п}; \quad (11.49)$$

$$\alpha_{к8} (h_{в.о.у1} - 237,2) = 0,001 (2800 - 450) \cdot 0,998.$$

Решаем совместно систему уравнений (11.47), (11.48) и (11.49); исключая величину $h_{в.о.у1}$, получаем $\alpha_7 = 0,03198$; $\alpha_{к8} = 0,66701$.

Проверяем уравнение материального баланса ПНД7, превращая его для контроля в тождество.

ПНД8 и ОУ2: уравнение материального баланса (рис. 11.12) для П8:

$$\alpha_{к8} = \alpha_8 + \alpha_{к} = 0,66701. \quad (11.50)$$

Уравнение теплового баланса:

$$\alpha_{к8} h_{в8} = \alpha_8 h_8 + \alpha_{к} h_{в.о.у2}; \quad (11.51)$$

$$0,66701 \cdot 237,2 = \alpha_8 \cdot 2554 + \alpha_{к} h_{в.о.у2}.$$

Уравнение теплового баланса для ОУ2:

$$\alpha_{к} (h_{в.о.у2} - h'_k) = (\alpha_{э.у} + \alpha_{о.у2}) (h_{о.у2} - h'_{о.у2}) \eta_{п} + \\ + \alpha_{с.к.р}^{п.п} (h_{п.п} - h'_{о.у2}) \eta_{п} + \alpha_{с.к.р}^0 (h_0 - h'_{о.у2}) \eta_{п}; \quad (11.52)$$

$$\alpha_{к} (h_{в.о.у2} - 113,8) = (0,0008 + 0,002) (2750 - 420) 0,999 + 0,0003 (3543 - 420) 0,999 + 0,0004 (3323 - 420) 0,999.$$

Решаем совместно систему уравнений (11.50), (11.51) и (11.52). Исключая величину $h_{в.о.у2}$, получаем $\alpha_8 = 0,03020$, $\alpha_{к} = 0,63681$.

Контроль материального баланса пара и конденсата

Пропуск пара в конденсатор:

$$\alpha_{к_j}^{п1} = \alpha_0 - \alpha_{р.к} - \alpha_{с.к.р}^0 - \alpha_{с.к.р}^{п.п} - \alpha_{у1} - \alpha_{у2} - \alpha_{у3} - \\ - \alpha_{у4} - \alpha_{у5} - \alpha_{у6} + \alpha_{д.у}^T - \alpha_{о.у2} - \sum_1^8 \alpha_i - \sum \alpha_{у.т} =$$

$$= 1 - 0,0023 - 0,0004 - 0,0003 -$$

$$- 0,0006 - 0,0004 - 0,0006 -$$

$$- 0,0004 - 0,0003 - 0,0003 + 0,0014 -$$

$$- 0,002 - [0,06383 - 0,08005 - (0,05978 +$$

$$+ 0,04416) - 0,01528 - (0,04082 + 0,00654 +$$

$$+ 0,02993) - (0,03750 + 0,00317) -$$

$$- 0,03198 - 0,03020] - 0,015 = 0,53556.$$

Поток конденсата из конденсатора:

$$\alpha_{к(п)} = \alpha_{к}^{п} + \alpha_{д.в} + \alpha_p^{др} + \alpha_{в.с} + \alpha_{н.с} + \alpha_{т.п}^к +$$

$$+ \alpha_{о.у2} + \alpha_{э.у} + \alpha_{с.к.р}^0 + \alpha_{с.к.р}^{п.п} + \alpha_{о.у1} =$$

$$= 0,53556 + 0,015 + 0,02708 + 0,00654 +$$

$$+ 0,00317 + 0,04436 + 0,002 + 0,0008 +$$

$$+ 0,0004 + 0,0003 + 0,001 = 0,63621,$$

где

$$\alpha_{т.п}^к = \alpha_{т.п} + \alpha_{д.у}^T = 0,04416 + 0,0002 = 0,04436.$$

Погрешность сведения материального баланса

$$\delta \alpha_{к} = \frac{\alpha_{к} - \alpha_{к(п)}}{\alpha_{к(п)}} 100 = \frac{0,63681 - 0,63621}{0,63621} 100 =$$

$$= 0,094 < 0,10\%,$$

что допустимо.

Энергетическое уравнение и определение расходов пара и воды. Энергетическое уравнение турбоустановки представлено в таблич-

Таблица 11.3

Цилиндр турбины	Отсек турбины (на процессе расширения пара)	Доля пропуска пара через отсек α_j	Температурный перепад пара в отсеке H_{ij} , кДж/кг	Внутренняя работа на 1 кг свежего пара $\alpha_j H_{ij}$, кДж/кг
ЦВД	0' — 1	$\alpha_{0'1} = \alpha_0 - \alpha_{с.к} - \alpha_{р.к}^0 - \alpha_{с.к.р}^0 =$ $= 1 - 0,003 - 0,002 - 0,0004 = 0,9946$	$H_{i^{0'1}} = h_0 - h_1 =$ $= 3323 - 3025 = 298$	296,391
	1 — 2°	$\alpha_{12^\circ} = \alpha_{0'1} - \alpha_1 = 0,9946 - 0,06383 = 0,93077$	$H_{i^{12^\circ}} = h_1 - h_2 =$ $= 3025 - 2924 = 101$	94,008
ЦСД	2 — 3	$\alpha_{23} = \alpha'_{п.п} = \alpha_{12^\circ} - \alpha_{y1} - \alpha_{y2} - \alpha_{y3} - \alpha_{y4} - \alpha_2 +$ $+ \alpha_{с.к} - \alpha_{р.к}^{п.п} - \alpha_{с.к.р}^{п.п} - 1/3 (\alpha_{о.2} - \alpha_{д.у}^T) =$ $= 0,93077 - 0,0006 - 0,0004 - 0,0006 - 0,0004 -$ $- 0,08005 + 0,003 - 0,0003 - 0,0003 -$ $- 0,0002 = 0,85092$ $\alpha_{п.у} = \alpha'_{п.п} + \alpha_{с.к.р}^{п.п} + \alpha_{р.к}^{п.п} - \alpha_{с.к} = 0,84852$	$H_{i^{23}} = h_{п.п} - h_3 =$ $= 3543 - 3400 = 143$	121,682
	3 — 4	$\alpha_{34} = \alpha'_{п.п} - \alpha_3 = 0,85092 - 0,11094 = 0,73998$	$H_{i^{34}} = h_3 - h_4 =$ $= 3400 - 3220 = 180$	133,196
	4 — 5	$\alpha_{45} = \alpha_{34} - \alpha_4 = 0,73998 - 0,01528 = 0,72470$	$H_{i^{45}} = h_4 - h_5 =$ $= 3220 - 3064 = 156$	113,053
	5 — 6	$\alpha_{56} = \alpha_{45} - \alpha_5 = 0,72470 - 0,07729 = 0,64741$	$H_{i^{56}} = h_5 - h_6 =$ $= 3064 - 2880 = 184$	119,123
ЦНД	6' — 7	$\alpha_{6'7} = \alpha_{56} - \alpha_6 - \alpha_{y5} - \alpha_{y6} - 1/3 (\alpha_{о.2} - \alpha_{д.у}^T) =$ $= 0,64741 - 0,04867 - 0,0003 - 0,0003 -$ $- 0,0002 = 0,59794$	$H_{i^{6'7}} = h_6 - h_7 =$ $= 2880 - 2710 = 170$	101,616
	7 — 8	$\alpha_{78} = \alpha_{6'7} - \alpha_7 = 0,59794 - 0,03198 = 0,56596$	$H_{i^{78}} = h_7 - h_8 =$ $= 2710 - 2554 = 156$	88,290
	8 — К	$\alpha_{8К} = \alpha_{78} - \alpha_8 = 0,56596 - 0,03020 = 0,53576;$ $\alpha_K^п = \alpha_{8К} - 1/3 (\alpha_{о.2} - \alpha_{д.у}^T) =$ $= 0,53576 - 0,0002 = 0,53556$	$H_{i^{8К}} = h_8 - h_K =$ $= 2554 - 2405 = 149$	79,828

$$\Sigma \alpha_j H_{ij} = 1147,187 \text{ кДж/кг}$$

ной форме (табл. 11.3). Расход свежего пара на турбину определяем из (11.19):

$$D_0 = \frac{13600 \cdot 800 \cdot 10^3}{1147,187 \cdot 0,994 \cdot 0,99} = 2551,154 \cdot 10^3 \text{ кг/ч.}$$

Погрешность предварительной оценки расхода пара на турбину составляет

$$\delta D_0 = \frac{2551,154 \cdot 10^3 - 2544 \cdot 10^3}{2544 \cdot 10^3} 100 = 0,28\% <$$

$$< 0,5\%.$$

что допустимо.

Удельный расход пара на турбину [по (11.21)]

$$d_0 = \frac{2551,154 \cdot 10^3}{800 \cdot 10^3} = 3,189 \text{ кг/(кВт·ч).}$$

Определяем потоки пара и воды, выраженные в долях D_0 , 10^{-3} кг/ч; $D_1 = 162,87$; $D_2 = 204,22$; $D_{п3} = 152,5$; $D_{т.п} = 112,66$; $D_3 = 283,03$; $D_4 = 38,98$; $D_{п5} = 104,138$; $D_{кал} = 76,356$; $D_{в.с} = 16,68$; $D_5 = 197,18$; $D_{п6} = 95,67$; $D_{н.с} = 8,09$; $D_6 = 124,16$; $D_7 = 81,59$; $D_8 = 77,04$; $D_K^п = 1366,296$; $D_{п.к} = D_{п.в} = 2551,154$; $D_{д.в} = 38,267$; $D_{п.п} = 2164,705$.

Энергетические показатели энергоблока:

1. Полный расход теплоты на турбоустановку по (11.23)

$$Q_{\text{тy}} = 2551,154 \cdot 10^{-3} (3323 - 1206,7) + \\ + 2164,705 \cdot 10^{-3} (3543 - 2924) - 38,267 \times \\ \times 10^{-3} (1206,7 - 167,5) = 6699,192 \text{ ГДж/ч.}$$

2. Эффективная мощность приводной турбины ПН по (11.25)

$$N_{\text{е т.п.п.и}} = \frac{2551,154 \cdot 10^3 \cdot 1,1 (32,4 - 0,7)}{3600 \cdot 0,83} = \\ = 29772 \text{ кВт.}$$

3. Расход теплоты турбоустановки на выработку электроэнергии

$$Q_{\text{тy}}^{\text{э}} = Q_{\text{тy}} - Q_{\text{от}} - Q_{\text{кал}} = 6699,192 - 65 - \\ - 183,826 = 6450,366 \text{ ГДж/ч,}$$

где $Q_{\text{кал}} = Q_{\text{в}} = D_{\text{кал}} (h_5 - h'_5) \eta_{\text{п}} = 76,356 \times \\ \times 10^{-3} (3064 - 632,2) \cdot 0,99 = 183,826 \text{ ГДж/ч.}$

4. Удельный расход теплоты турбоустановки на выработку электроэнергии по (11.24)

$$q_{\text{тy}}^{\text{э}} = \frac{Q_{\text{тy}}^{\text{э}}}{N_{\text{э}} + N_{\text{э т.п.п.и}}} = \frac{6450,366 \cdot 10^6}{800 \cdot 10^3 + 29772} = \\ = 7773,7 \text{ кДж/(кВт} \cdot \text{ч).}$$

5. КПД турбоустановки по выработке электроэнергии

$$\eta_{\text{тy}}^{\text{э}} = \frac{3600}{q_{\text{тy}}^{\text{э}}} = \frac{3600}{7773,7} = 0,4631.$$

6. Абсолютный электрический КПД турбоустановки по (11.28)

$$\eta_{\text{тy}}^{\text{а}} = 3600 \frac{800 \cdot 10^3}{6699,192 \cdot 10^6} = 0,4299.$$

7. Тепловая нагрузка парового котла по (11.29)

$$Q_{\text{п.к}} = 2551,154 \cdot 10^{-3} (3321 - 1206,7) + \\ + 2164,705 \cdot 10^{-3} (3553,5 - 2912,6) = \\ = 6781,264 \text{ ГДж/ч.}$$

Энтальпии свежего пара и пара промежуточного перегрева были уточнены ранее при расчете установки предварительного подогрева котельного воздуха (калориферов).

8. КПД транспорта теплоты по (11.30)

$$\eta_{\text{тр}} = 6699,192 / 6781,264 = 0,9879.$$

9. Количество теплоты топлива на паровой котел по (11.31)

$$Q_{\text{с}} = \frac{6781,264 \cdot 10^6}{0,92} = 7370,939 \text{ ГДж/ч.}$$

10. КПД энергоблока при наличии предварительного подогрева котельного воздуха от-

борным паром турбоустановки и отпуска теплоты внешнему потребителю по (3.38) с учетом (3.25)

$$\eta_{\text{с}} = \frac{\eta_{\text{тy}}^{\text{а}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{п.к}}}{(1 - \beta_{\text{т}}) (1 - \beta_{\text{в}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{п.к}})} \quad (11.53)$$

где доли отбора теплоты на калориферы и на отпуск теплоты равны:

$$\beta_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{в}}}{Q_{\text{тy}}} = \frac{183,826}{6699,192} = 0,02744;$$

$$\beta_{\text{т}} = \frac{Q_{\text{от}}}{Q_{\text{тy}}} = \frac{65}{6699,192} = 0,00970;$$

$$\eta_{\text{с}} = \frac{0,4299 \cdot 0,9879 \cdot 0,92}{(1 - 0,00970) (1 - 0,02744 \cdot 0,9879 \cdot 0,92)} = \\ = 0,40464.$$

В тех случаях, когда $\beta_{\text{в}} = \beta_{\text{т}} = 0$, КПД энергоблока определяют по обычной формуле:

$$\eta_{\text{с}} = \eta_{\text{тy}}^{\text{а}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{п.к.}}$$

11. КПД энергоблока нетто по (11.33)

$$\eta_{\text{с}}^{\text{н}} = 0,40464 (1 - 0,05) = 0,38441,$$

где $\varepsilon_{\text{с.н}} = 0,05$.

12. Удельный расход теплоты энергоблока нетто по (11.34)

$$q_{\text{с}}^{\text{н}} = 3600 / 0,38441 = 9365,0 \text{ кДж/(кВт} \cdot \text{ч).}$$

13. Часовые расходы условного и натурального топлива по (11.35) и (11.35а)

$$B_{\text{у}} = 7370,939 \cdot 10^6 / 29308 = 251,50 \cdot 10^3 \text{ кг/ч;}$$

$$B_{\text{н}} = \frac{7370,939 \cdot 10^6}{15660} = 470,686 \cdot 10^6 \text{ кг/ч,}$$

где $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 15660 \text{ кДж/кг.}$

14. Удельный расход условного топлива нетто по (11.36)

$$b_{\text{у}}^{\text{н}} = 123 / 0,38441 = 319,9 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч).}$$

11.4. Пример расчета тепловой схемы теплоэлектроцентрали

Расчет тепловой схемы теплоэлектроцентрали означает расчет режима тепловой нагрузки серийной теплофикационной турбины, для которой известны все параметры расчетного режима. Режим тепловой нагрузки задается следующими параметрами:

по технологическому пару — расход $D_{\text{п}}$, давление $p_{\text{п}}$;

по отопительному отбору — тепловая нагрузка $Q_{\text{т}}$, расход сетевой воды $G_{\text{с.в.}}$, температура обратной сетевой воды $t_{\text{о.с.}}$.

Задается также тип режима, о чем было сказано выше (см. гл. 8).

Порядок расчета следующий: сначала определяют давления отопительных отборов, расходы пара в сетевые подогреватели, расход пара на выходе из ЧВД и расход свежего пара на турбину D_0 по имеющимся характеристикам ЧВД. По характеристике ЧВД типа $N_{\text{и чвд}} = f(D_0, p_{\text{и}})$ находят и внутреннюю мощность ЧВД. Далее определяют внутреннюю мощность ЧСД, промежуточного отсека и ЦНД. Суммируя мощности отсеков, находим мощность турбины.

Таблица 11.4

Параметры нижнего отбора	Режим при $Q_{с.пл}$, МВт		
	100	190	270
$t'_{тн}$, °C	71,3	81,6	92,8
$D_{с.пл}$, кг/с	45	85,6	121,5
$p'_{т1}$, МПа	0,033	0,052	0,08
$p_{т1}$, МПа	0,043	0,062	0,09
$D_{п.о}$, кг/с	45	85,6	121,5
$p^*_{т1}$, МПа	0,151	0,138	0,111

После этого следует провести расчет системы регенеративного подогрева воды с параллельным построением процесса расширения пара в h, S -диаграмме. Давления отборов подсчитывают по формуле Флюгеля; для ЦВД — по формуле

$$p_{отб} = p_{отб0} D_{отс} / D_{отс0},$$

где $D_{отс}$ — расход пара через соответствующий отсек турбины; индекс 0 относится к расчетному режиму.

Для уточненных значений потоков пара подсчитывают уточненную суммарную мощность турбины. При проведении расчетов необходимо учитывать все ограничения по давлениям и расходам пара.

В качестве примера рассмотрим расчет режима тепловой нагрузки турбины с отопительными отборами Т-250-240. Принципиальная тепловая схема турбоустановки была приведена на рис. 8.13. Исходные данные к расчету: $p_0 = 23,54$ МПа; $t_0 = 540$ °C; $t_{п.п} = 540$ °C. Режим работы — по тепловому графику с подачей охлажденного пара верхнего теплофикационного отбора в ЦНД и с подачей конденсата греющего пара сетевых подогревателей в систему регенеративного подогрева; $Q_T = 394$ МВт (340 Гкал/ч); $G_{с.в} = 2100$ кг/с (7560 т/ч); $t_{о.с} = 55$ °C.

Определение давлений отопительных отборов и расхода свежего пара. Находим давление верхнего отопительного отбора $p_{т2}$:

$$t_{тн} = t_{о.с} + \frac{Q_T}{c_v G_{с.в}} + \theta_{с.п2} = 55 + \frac{394}{4,180 \cdot 2100} + 8,2 = 108,3 \text{ °C.}$$

$$p'_{т2} = 0,136 \text{ МПа; } p_{т2} = 0,156 \text{ МПа.}$$

Далее задаемся рядом значений $Q_{с.п1}$ и для каждого из них находим значения $t'_{т1н}$, $p'_{т1}$, $p_{т1}$, $D_{п.о}$, $p^*_{т1}$ (см. гл. 8):

$$p^*_{т1} = \sqrt{p_{т2}^2 - (D_{п.о} / D_{п.о0})^2 (p_{т2,0}^2 - p_{т1,0}^2)}. \quad (11.54)$$

Результаты расчетов сводим в таблицу (табл. 11.4).

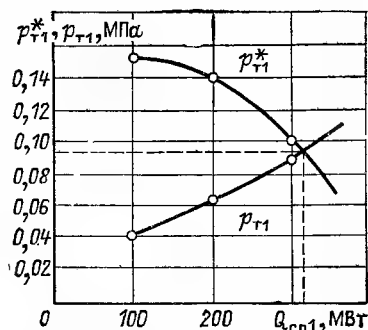


Рис. 11.13. Графическое определение давления нижнего теплофикационного отбора $p_{т1}$

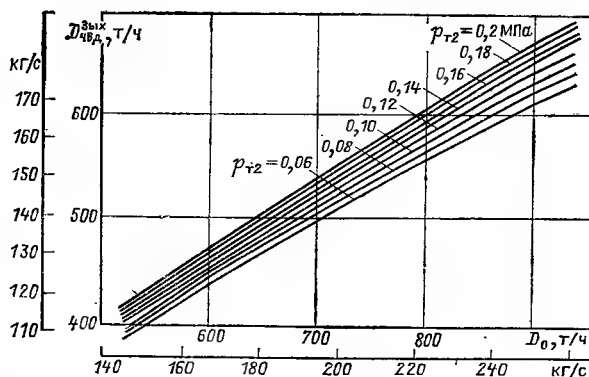


Рис. 11.14. Характеристика ЧВД турбины Т-250-240 $D_{п.о}^{вх} = f(D_{п.о}, p_{т2})$

Температура $t'_{тн}$ определяется по (8.37). Расход пара через переключаемый отсек равен в данном случае расходу пара в нижний отбор.

При проведении расчетов использовались следующие данные: $\theta_{с.п1} = 3,5$ °C; $D_{п.о0} = 137,6$ кг/с; $p_{т2,0} = 0,16$ МПа; $p_{т1,0} = 0,108$ МПа; $D_{с.п1} = Q_{с.п1} / q_{с.п1}$; $q_{с.п1} = 2218$ кДж/кг.

На рис. 11.13 дано графическое решение: пересечение $p_{т1} = f(Q_{с.п1})$ и $p^*_{т1} = f(Q_{с.п1})$ дает $p_{т1} = p^*_{т1} = 0,095$ МПа; $Q_{с.п1} = 324$ МВт; $D_{с.п1} = 146$ кг/с. В этом расчете принято упрощение: значения $\theta_{с.п1} = 3,5$ °C и $q_{с.п1} = 2218$ кДж/кг сохраняются постоянными.

Находим значение $D_{п.о}^{вх}$ из выражения

$$D_{п.о}^{вх} = D_{с.п1} + D_{о.п}^{вент} + D_{с.п2} + D_{п3}; \quad (11.55)$$

$$D_{п.о}^{вх} = 146 + 8,3 + 29,8 + 1,5 = 185,6 \text{ кг/с.}$$

Исходные данные для (11.55):

$D_{о.п}^{вент} = 30$ т/ч = 8,3 кг/с; по предварительной оценке

принимая $D_{п3} = 1,5$ кг/с;

$$D_{с.п2} = \frac{Q_T - Q_{с.п1}}{q_{т2}} = \frac{394 - 324}{2280} 10^3 = 29,8 \text{ кг/с.}$$

По характеристике ЧВД (рис. 11.14) при $D_{п.о}^{вх} = 185,6$ кг/с, $p_{т2} = 0,156$ МПа имеем: $D_0 = 255$ кг/с.

Уточненный расчет. Зная расход пара на турбину $D_0 = 255$ кг/с, проводим расчет системы регенеративного подогрева питательной воды одновременно с построением в h, S -диаграмме процесса расширения пара в турбине. Значения внутреннего относительного КПД каждого отсека турбины приняты по заводским расчетам. В дальнейшем используем заводские данные для расчетного режима (с индексом 0).

Расход пара через регулируемую ступень:

$$D_{р.с} = D_0 - D_{шт.с} = 255 - 1,5 = 253,5 \text{ кг/с.}$$

Начальные параметры пара перед турбиной: $p_0 = 23,54$ МПа; $t_0 = 540$ °C. Соответственно по таблицам водяного пара $h_0 = 3321$ кДж/кг. Начальное дросселирование пара в паровпуске принимаем $\Delta p_0 = 5\%$, $p'_0 = 0,95 p_0 = 0,95 \cdot 23,54 = 22,36$ МПа.

Давление в камере регулирующей ступени:

$$p_{р.с} = p_{р.с0} \frac{D_{р.с}}{D_{р.с0}} = 18,1 \frac{253,5}{248} = 18,5 \text{ МПа.}$$

Адиабатный теплоперепад в регулирующей ступени:

$$\Delta h_{р.с.а} = 77 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия пара в камере регулирующей ступени:

$$h_{р.с} = h_0 - \Delta h_{р.с.а} \eta_{р.с} = 3321 - 77 \cdot 0,67 = 3264,1 \text{ кДж/кг.}$$

Расход пара через ступени 2—6 (первый поток ЦВД):

$$D_{2-6} = D_{p.c} - D_{вн.пр}^{цвд} = 253,5 - 3,8 = 249,7 \text{ кг/с.}$$

Здесь $D_{вн.пр}^{цвд}$ — протечки через внутренние уплотнения ЦВД. Давление пара перед ступенью 7:

$$p_{7ст} = p_{7ст0} \frac{D_{7ст}}{D_{7ст0}} = 10,1 \frac{249,86}{244,6} = 10,3 \text{ МПа.}$$

$$D_{7ст} = D_{2-6} + D_{вн.у}^{цвд} - D_{пер.пр}^{цвд} = 249,7 + 3,72 - 3,56 = 249,86 \text{ кг/с.}$$

Здесь $D_{пер.пр}^{цвд}$ — протечки через передние уплотнения ЦВД. Адиабатный теплоперепад в ступенях 2—6 по h, S -диаграмме равен $\Delta h_{2-6,a} = 164 \text{ кДж/кг}$. Действительный теплоперепад в ступенях 2—6:

$$\Delta h_{2-6} = \Delta h_{2-6,a} \eta_{2-6,0} = 164 \cdot 0,824 = 135 \text{ кДж/кг.}$$

Второй поток пара в ЦВД проходит ступени 7—10 до камеры отбора пара на ПВД П8.

Давление в отборе равно:

$$p_{п8} = p_{п8,0} \frac{D_{11-12}}{D_{11-12,0}} = 5,49 \frac{238}{232} = 5,63 \text{ МПа;}$$

$$D_{11-12} = D_{7ст} - D_{п8} = 249,86 - 11,86 = 238 \text{ кг/с;}$$

$$D_{п8} = 11,86 \text{ кг/с (принято предварительно).}$$

Адиабатный теплоперепад в ступенях 7—10 $\Delta h_{7-10,a} = 164 \text{ кДж/кг}$. Действительный теплоперепад в ступенях 7—10

$$\Delta h_{7-10} = \Delta h_{7-10,a} \eta_{7-10} = 164 \cdot 0,829 = 136 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия пара перед отсеком 7—10:

$$h'_{7-10} = h_{p.c} - \Delta h_{2-6} = 3264 - 135 = 3129 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия пара после отсека 7—10:

$$h''_{7-10} = h_{п8} - h'_{7-10} - \Delta h_{7-10} = 3129 - 136 = 2993 \text{ кДж/кг.}$$

Давление пара после промежуточного перегрева:

$$p_{п.п} = p_{п.п0} \frac{D_{цсд1}}{D_{цсд1,0}} = 3,43 \frac{212,66}{208,6} = 3,50 \text{ МПа;}$$

$$D_{цсд1} = D_{11-12} - D_{п8} - D_{п7} - D_{зад.пр}^{цвд} - D_{пер.пр}^{цсд1}.$$

$$D_{п8} + D_{зад.пр}^{цвд} + D_{п7} + D_{пер.пр}^{цсд1} = (D_{п80} + D_{зад.пр0}^{цвд} + D_{п7,0} + D_{пер.пр0}^{цсд1}) \frac{D_0}{D_{0,0}} = (12,5 + 1,29 + 21,7 + 1,37) \frac{255}{250} = 37,2 \text{ кг/с;}$$

$$D_{цсд1} = 249,86 - 37,2 = 212,66 \text{ кг/с.}$$

Давление пара после ЦВД рассчитывается по оценке изменения потери давления в тракте промежуточного перегрева, которая приблизительно пропорциональна расходу пара:

$$p_{цвд}'' = p_{п.п}' = p_{п.п}'' + \Delta p_{п.п0} \frac{D_0}{D_{0,0}} = 3,50 + 0,48 \frac{255}{250} = 3,99 \text{ МПа.}$$

Располагаемый адиабатный теплоперепад в ступенях 11—12:

$$\Delta h_{11-12,a} = 72 \text{ кДж/кг.}$$

Действительный теплоперепад:

$$\Delta h_{11-12} = \Delta h_{11-12,a} \eta_{11-12} = 72 \cdot 0,837 = 60 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия пара после ЦВД:

$$h'_{п.п} = h_{п7} - h_{п8} - \Delta h_{11-12} = 2993 - 60 = 2933 \text{ кДж/кг.}$$

Таким образом, построение процесса расширения пара в ЦВД в h, S -диаграмме закончено (рис. 11.15).

Переходим к построению процесса расширения пара в ЦСД1 и ЦСД2. Параметры пара перед ЦСД1: $p_{п.п} = 3,5 \text{ МПа}$; $t''_{п.п} = 540^\circ\text{C}$; $h''_{п.п} = 3547 \text{ кДж/кг}$. Расход пара на входе в ЦСД1 $D_{цсд1} = 212,66 \text{ кг/с}$.

Из третьего отбора пара при давлении $p_{тн}$ (первый отбор после промежуточного перегрева пара) берется пар на паровой привод питательного насоса $D_{т.п}$.

Расход пара через последующий отсек (ступени 15—16):

$$D_{15-16} = D_{цсд1} - D_{т.п}.$$

Предварительно оцениваем (по расчетному режиму) $D_{т.п} = 32 \text{ кг/с}$. Находим $p_{т.п}$ по формуле Флюгеля:

$$p_{т.п} = \sqrt{p_{т2}^2 + \left(\frac{D_{15-16}}{D_{15-16,0}} \right)^2 (p_{т2,0}^2 - p_{т2}^2)} = \sqrt{0,156^2 + \left(\frac{180,66}{174,3} \right)^2 (2,355^2 - 0,16^2)} = 2,44 \text{ МПа;}$$

$$D_{15-16} = 212,66 - 32 = 180,66 \text{ кг/с.}$$

Таблица 11.5

Точка процесса пара	Элемент тепловой схемы	Пар в отборах турбины		Пар у регенеративных подогревателей					Обогреваемая вода за регенеративными подогревателями		
		p , МПа	h , кДж/кг	$p_{г'}$, МПа	$t_{г'}$, °C	$h_{г'}$, кДж/кг	$t_{дp}$, °C	$h_{дp'}$, кДж/кг	$t_{вг'}$, °C	$\theta_{г'}$, °C	$h_{вг'}$, кДж/кг
0	—	23,54	3321	—	—	—	—	—	—	—	—
0'	—	23,36	3321	—	—	—	—	—	—	—	—
PC	—	18,5	3264	—	—	—	—	—	—	—	—
1	П8	5,63	2993	5,18	270	1184	253	1076	268	2	1151
2	П7	3,99	2933	3,87	249	1080	210	891	246	3	1067
2'	—	3,50	3547	—	—	—	—	—	—	—	—
3	ТПН	2,44	3440	2,24	—	—	—	—	—	—	—
4	П6	1,76	3336	1,62	202	862	180	763	200	2	854
5	Д	1,0	3240	0,685	164	693,6	—	—	164	0	693,6
6	П5	0,556	3106	0,48	150,4	633	150,4	633	146	4,4	615
7	П4	0,27	2962	0,25	125,5	527	125,5	525	120,5	5	504
8	П3	0,156	2876	0,136	108	465	110	465	105	5	442
9	П2	0,095	2817	0,085	94	393	94	393	90	4	376

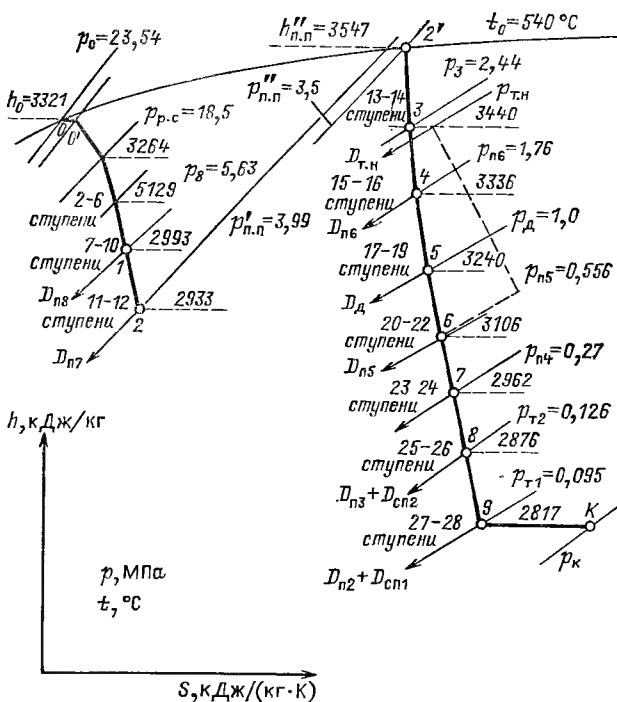


Рис. 11.15. Процесс расширения пара в турбине Т-250-240 в h, S -диаграмме

По h, S -диаграмме находим адиабатный теплоперепад для отсека 13—14:

$$\Delta h_{13-14, a} = 144 \text{ кДж/кг};$$

$$\Delta h_{13-14} - \Delta h_{13-14, a} \eta_{13-14} = 144 \cdot 0,829 = 107 \text{ кДж/кг}.$$

Энтальпия пара отбора на приводную турбину насоса:

$$h_{т.п} = h''_{п.п} - \Delta h_{13-14} = 3547 - 107 = 3440 \text{ кДж/кг}.$$

Определяем энтальпию пара следующего отбора, из которого питается ПВД6:

$$p_{п6} = \sqrt{p_{т2}^2 + \left(\frac{D_{17-19}}{D_{17-19,0}} \right)^2 (p_{п6,0}^2 - p_{т2,0}^2)} =$$

$$= \sqrt{0,156^2 + \left(\frac{172}{161,7} \right)^2 (1,68^2 - 0,16^2)} = 1,76 \text{ МПа},$$

$$D_{17-19} = D_{15-16} - D_{п6} = 180,66 - 8,66 = 172 \text{ кг/с}.$$

Адиабатный теплоперепад в отсеке 15—16:

$$\Delta h_{15-16, a} = 120 \text{ кДж/кг};$$

$$\Delta h_{15-16} = \Delta h_{15-16, a} \eta_{15-16} = 120 \cdot 0,868 = 104 \text{ кДж/кг};$$

$$h_{п6} = h_{т.п} - \Delta h_{15-16} = 3440 - 104 = 3336 \text{ кДж/кг}.$$

Находим давление следующего отбора, питающего паром деаэрактор:

$$p_d = \sqrt{p_{т2}^2 + \left(\frac{D_{20-22}}{D_{20-22,0}} \right)^2 (p_{д,0}^2 - p_{т2,0}^2)} =$$

$$= \sqrt{0,156^2 + \left(\frac{170,64}{161,2} \right)^2 (0,975^2 - 0,16^2)} = 1,0 \text{ МПа}.$$

Адиабатный теплоперепад в отсеке 17—19: $\Delta h_{17-19, a} = 110 \text{ кДж/кг}$. Действительный теплоперепад в отсеке 17—19: $\Delta h_{17-19} = \Delta h_{17-19, a} \eta_{17-19} = 110 \cdot 0,876 = 96 \text{ кДж/кг}$.

Энтальпия пара в отборе на деаэрактор:

$$h_d = h_{п6} - \Delta h_{17-19} = 3336 - 96 = 3240 \text{ кДж/кг}.$$

Определяем давление пара в отборе на подогреватель П5 (перед 23-й ступенью):

$$p_{п5} = \sqrt{p_{т2}^2 + \left(\frac{D_{23-24}}{D_{23-24,0}} \right)^2 (p_{п5,0}^2 - p_{т2,0}^2)} =$$

$$= \sqrt{0,156^2 + \left(\frac{198,32}{189,5} \right)^2 (0,542^2 - 0,16^2)} = 0,556 \text{ МПа};$$

$$D_{23-24} = D_{20-22} - D_{п5} + (D_{т.п} - D_{пр}^{т.п}) -$$

$$- (D_{пр}^{сд1} + D_{пр}^{сд2}) = 170,64 - 3,4 + (32 - 0,32) -$$

$$- (0,2 + 2 \cdot 0,2) = 198,32 \text{ кг/с}.$$

Адиабатный теплоперепад в отсеке 20—22 по h, S -диаграмме равен $\Delta h_{20-22, a} = 152 \text{ кДж/кг}$.

Действительный теплоперепад и энтальпия пара:

$$\Delta h_{20-22} = \Delta h_{20-22, a} \eta_{20-22} = 152 \cdot 0,888 = 134 \text{ кДж/кг};$$

$$h_{п5} = h_d - \Delta h_{20-22} = 3240 - 134 = 3106 \text{ кДж/кг}.$$

Определим параметры пара следующего отбора на П4:

$$p_{п4} = \sqrt{p_{т2}^2 + \left(\frac{D_{25-26}}{D_{25-26,0}} \right)^2 (p_{п4,0}^2 - p_{т2,0}^2)} =$$

$$= \sqrt{0,156^2 + \left(\frac{194,82}{184,1} \right)^2 (0,27^2 - 0,16^2)} = 0,27 \text{ МПа};$$

$$D_{25-26} = D_{23-24} - D_{п4} = 198,32 - 3,5 = 194,82 \text{ кг/с}.$$

Адиабатный и действительный теплоперепады в отсеке 23—24: $\Delta h_{23-24, a} = 170 \text{ кДж/кг}$:

$$\Delta h_{23-24} = \Delta h_{23-24, a} \eta_{23-24} = 170 \cdot 0,895 = 144 \text{ кДж/кг}.$$

Энтальпия пара $h_{п4} = h_{п5} - \Delta h_{23-24} = 3106 - 144 = 2962 \text{ кДж/кг}$.

Определяем параметры пара в верхнем отопительном отборе ($p_{т2} = 0,156 \text{ МПа}$). Адиабатный и действительный теплоперепады в отсеке 25—26:

$$\Delta h_{25-26, a} = 100 \text{ кДж/кг};$$

$$\Delta h_{25-26} = \Delta h_{25-26, a} \eta_{25-26} = 100 \cdot 0,86 = 86 \text{ кДж/кг};$$

$$h_{т2} = h_{п4} - \Delta h_{25-26} = 2962 - 86 = 2876 \text{ кДж/кг}.$$

Определяем параметры пара в нижнем теплофикационном отборе ($p_{т1} = 0,095 \text{ МПа}$):

$$\Delta h_{27-28, a} = 88 \text{ кДж/кг};$$

$$\Delta h_{27-28} = \Delta h_{27-28, a} \eta_{27-28} = 88 \cdot 0,67 = 59 \text{ кДж/кг};$$

$$h_{т1} = h_{т2} - \Delta h_{27-28} = 2876 - 59 = 2817 \text{ кДж/кг}.$$

Таким образом, построены процессы расширения пара в ЦВД, ЦСД1 и ЦСД2. Отсеки турбины 1—26, т. е. отсеки турбины до верхнего отопительного отбора, условно называются ЧВД. Сводим полученные результаты в таблицу параметров (табл. 11.5). Переходим к расчетам балансов регенеративных подогревателей, начиная с ПВД8.

Тепловой баланс П8:

$$D_{п8} (h_{п8} - h_{пр8}) \eta_{п8} = D (h_{в8} - h_{в7}); \quad (11.56)$$

$$D_{п8} = 255 \frac{1151 - 1067}{(2993 - 1076) 0,99} = 0,0426 \cdot 215 =$$

$$= 10,86 \text{ кг/с}.$$

$$D_{п7}(h_{п7} - h_{др7}) + D_{п8}(h_{п7}^{п7} - h_{др7}) + D_{п8}(h_{др8} - h_{др7}) = D(h_{в7} - h_{в6}) \gamma_{п7}^{-1}; \quad (11.57)$$

$$D_{п7} = \frac{255(1067 - 854) \cdot 0,99^{-1} - 1,73(3195 - 891) - 10,86(1076 - 891)}{2933 - 891} \rightarrow 23,45 \text{ кг/с.}$$

Тепловой баланс П6. Определяем повышение энтальпии питательной воды в питательном насосе по (11.1):

$$\tau_{п.н} = \frac{1,1(31,4 - 1,0)}{0,83} = 40,3 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия питательной воды после питательного насоса равна:

$$h_{п.н} = h_{в.д} + \tau_{п.н} = 693,6 + 40,3 = 733,9 \text{ кДж/кг.}$$

Уравнение теплового баланса для П6:

$$D_{п6}(h_{п6} - h_{др6}) + (D_{п8} + D_{п7})(h_{др7} - h_{др6}) = D(h_{в6} - h_{п.н}) \gamma_{п6}^{-1}; \quad (11.58)$$

$$D_{п6} = \frac{255(854 - 733,9) \cdot 0,99^{-1} - (10,86 + 23,45)(891 - 854)}{3336 - 763} = 11,09 \text{ кг/с.}$$

Отбор пара на приводную турбину питательного насоса:

$$D_{т.п} \Delta h_{т.п.} \gamma_{т.п.}^{\tau_{т.п.}} \gamma_{т.п.}^{\tau_{т.п.}} = D \tau_{п.н}; \quad (11.59)$$

$$D_{т.п} = \frac{255 \cdot 40,3}{400 \cdot 0,85 \cdot 0,98 \cdot 0,97} = 31,2 \text{ кг/с.}$$

Тепловой баланс деаэратора. В деаэратор питательной воды: греющий пар, дренажи ПВД, протечки пара через штоки клапанов ЦВД; из деаэратора отбирается насыщенный пар на эжекторы и уплотнения: $D_{э.у} = 1,75 \text{ кг/с.}$

$$D_{д.д} + D_{шт} h_0 + D_{кд} h_{в5} = D_0 h_{в.д} + D_{э.у} h''_{д.}; \quad (11.60)$$

Поток основного конденсата в деаэратор равен

$$D_{кд} = D_0 - D_{шт} - D_{д.пвд} - D_{д.}; \quad (11.61)$$

$$D_{д.пвд} = D_{п8} + D_{п7}^{п7} + D_{п7} + D_{п6} = 10,86 + 1,73 + 23,45 + 11,09 = 47,13 \text{ кг/с;}$$

$$D_{кд} = 255 - 1,4 - 47,13 - D_{д.} = 206,47 - D_{д.};$$

$$3240 D_{д.} + 1,4 \cdot 3321 + (206,47 - D_{д.}) \cdot 615 + 47,13 \cdot 763 = 255 \cdot 693,6 + 1,75 \cdot 2162;$$

$$D_{д.} = 4,75 \text{ кг/с; } D_{кд} = 201,72 \text{ кг/с.}$$

Расчет балансов ПНД. Уравнения тепловых балансов ПНД приходится считать совместно. Тепловой баланс ПНД5:

$$D_{п5}(h_{п5} - h_{др5}) \eta_{п5} = (D_{кд} - D_{п5} - D_{п4})(h_{в5} - h_{в4}) + (D_{п5} + D_{п4})(h_{в5} - h_{др4}); \quad (11.62)$$

$$(3106 - 653) 0,99 D_0 = (201,72 - D_{п4} - D_{п5})(615 - 504) + (615 - 525)(D_{п4} + D_{п5});$$

$$D_{п5} + 0,085 D_{п4} = 9,2 \text{ кг/с; } D_{п5} = 9,1 \text{ кг/с.}$$

Номер отсека	Ст и	Расход пара, кг/с	Температурный перепад, кДж/кг	Внутренняя мощность, кВт
1	РС	253,5	57	14 450
2	2—6	249,7	135	33 709
3	7—10	249,86	136	33 981
4	11—12	239	60	14 340
Внутренняя мощность ЦВД				96 480
5	13—14	213,2	107	22 812
6	15—16	182,2	104	18 928
7	17—19	170,91	96	16 407
8	20—22	166,16	134	22 265
9	23—24	187,34	144	26 977
10	25—26	183,28	86	15 762
Суммарная внутренняя мощность ЦВД				219 631
11	27—28	146	59	8614
Суммарная внутренняя мощность турбины				228 245

Тепловой баланс ПНД4:

$$D_{п4}(h_{п4} - h_{др4}) \eta_{п4} + D_{п5}(h_{др5} - h_{др4}) = (D_{кд} - D_{п5} - D_{п4} - D_{с.п2} - D_{п3})(h_{в4} - h_{в3}); \quad (11.63)$$

$$D_{п4}(2692 - 525) \cdot 0,99 + 9,1(653 - 525) = (201,72 - 9,1 - D_{п4} - 30 - D_{п3})(504 - 442) + 30(504 - 465) + D_{п3}(504 - 465);$$

$$D_{п4} = 4,06 - 0,009 D_{п3}; \quad D_{п4} = 4,06 \text{ кг/с.}$$

Тепловой баланс ПНД3:

$$D_{п3}(h_{п3} - h_{др3}) \eta_{п3} = (D_{кд} - D_{п5} - D_{п4} - D_{с.п2} - D_{п3} - D_{п2})(h_{в3} - h_{в2}) + D_{с.п1}(h_{в3} - h_{др.с.п1}); \quad (11.64)$$

$$D_{п3}(2876 - 465) \cdot 0,99 = (201,72 - 9,1 - 4,06 - D_{п3} - 30 - 146)(442 - 376) + 146(442 - 393);$$

$$D_{п3} = 3,58 \text{ кг/с.}$$

Из теплового баланса ПНД2 имеем $D_{п2} = 1,1 \text{ кг/с.}$ Тепловой баланс ПНД2:

$$D_{п2} q_{с.п1} = D_{о.к}(h'_{в2} - h'_{о.к}).$$

Отсюда $D_{п2} = D_{о.к}(h_{в2} - h'_{о.к}) / q_{с.п1}$; $q_{с.п1} = 2218 \text{ кДж/кг}$; $h_{в2} = 376 \text{ кДж/кг}$; $t_{о.к} = 50^\circ \text{C}$ (после клапана рециркуляции); $h_{о.к} = 210 \text{ кДж/кг}$;

$$D_{п2} = \frac{376 - 210}{2218} D_{о.к} = 0,075 D_{о.к}.$$

При $D_{о.к} = 50 \text{ т/ч} = 14 \text{ кг/с}$ $D_{п2} = 1,05 \text{ кг/с}$; $D_{п1} = 0$ (не работает).

По уточненным расходам пара на регенеративные подогреватели проверяем внутреннюю мощность турбины, для чего составляем таблицу расчета внутренних мощностей по отсекам турбины (табл. 11.6). В результате расчета имеем $N_i = 228,245 \text{ МВт}$.

Мощность приводной турбины насоса:

$$N_{и.т.н} = D_{т.п.н} = 255 \cdot 40,3 = 10 277 \text{ кВт.}$$

Расход пара из верхнего теплофикационного отбора в ЦНД после охлаждения $D_{цнд}^{\text{вент}} = 5,68 \text{ кг/с}$:

$$Q_{к} = D_{цнд}^{\text{вент}} q_{с.п1} = 5,68 \cdot 2218 \cdot 10^{-3} = 12,6 \text{ МВт.}$$

По обратному балансу — полный расход теплоты на турбоустановку

$$Q_0 = N_i + N_{и.т.н} + Q_{т.п.} + Q_{к.} = 228,245 + 10,28 + 394 + 12,6 = 645,125 \text{ МВт.} \quad (11.65)$$

Расход теплоты на производство электроэнергии

$$Q_a = Q_0 - Q_T = 645,125 - 394 = 251,125 \text{ МВт.}$$

Электрическая мощность на выводах генератора

$$N_a = N_i - \Delta N_{м.л} = 228,245 - 3,52 = 224,725 \text{ МВт.}$$

Пример был рассчитан для режима с подачей конденсата греющего пара сетевых подогревателей в систему регенеративного подогрева (расчетная схема). В случае подачи конденсата в охладитель и на БОУ условия меняются. Схема с охлаждением конденсата показана на рис. 11.16. Расчет показывает, что расходы пара на регенеративные подогреватели низкого давления П2, П3, П4 возрастают:

	Расходы пара на ПНД		
	П4	П3	П2
Расчетная схема	4,06	3,58	1,0
Схема с охладителем конденсата	4,35	5,10	9,4
Увеличение расходов . . .	0,29	1,52	8,4

Потеря теплоты в охладителе конденсата составляет $Q_{о.к} = 34$ МВт. Если сохранить тепловую нагрузку, то расход пара на турбину надо увеличить на $10,21$ кг/с: $D_0 = 265,21$ кг/с (954 т/ч). При этом внутренняя мощность возрастает на $9,93$ МВт и составляет $238,175$ МВт; $N_a = 234,655$ МВт. Полный расход теплоты на турбоустановку:

$$Q_0 = N_i + N_{и.т.п} + Q_T + Q_k + Q_{о.к} = 238,175 + 10,69 + 394 + 12,6 + 34 = 689,46 \text{ МВт. (11.66)}$$

Для того, чтобы сопоставить эти два режима по тепловой экономичности, надо привести их к одинаковой электрической мощности (см. гл. 8), т. е. к расходу теплоты режима на расчетной схеме добавить расход теплоты на выработку конденсационной мощности:

$$\Delta N_a = 234,655 - 224,725 = 9,93 \text{ МВт;}$$

$$\Delta Q_a = \Delta N_a q_a^k = 9,93 \cdot 1,95 \cdot 10^6 = 19,36 \text{ МВт.}$$

Тогда для расчетной схемы имеем:

$$\eta_s^p = \frac{234,655}{251,125 + 19,3} = 0,867.$$

Для схемы с охладителем конденсата

$$\eta_s = \frac{234,655}{689,46 - 394} = 0,796.$$

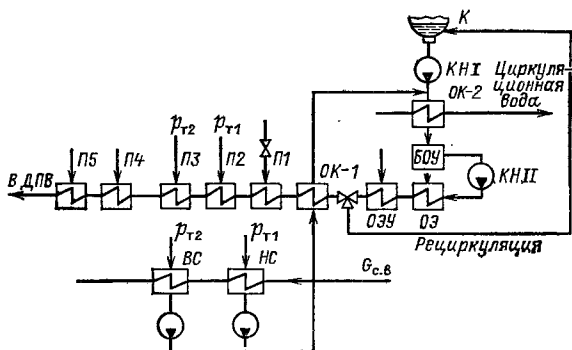


Рис. 11.16. Схема регенерации низкого давления турбины Т-250-240 при подаче конденсата сетевых подогревателей и охлаждении перед БОУ:

ОК-1 — охладитель конденсата I ступени; ОК-2 — охладитель конденсата II ступени; ОЭУ, ОЭ — охладители эжекторов уплотнения и основных эжекторов

Таким образом, в схеме с охладителем конденсата КПД снижен:

$$\Delta \eta_s^p = \frac{0,867 - 0,796}{0,796} = 0,089.$$

Расчет показателей тепловой экономичности режима энергоблока. Частный КПД турбоустановки по выработке электроэнергии брутто:

$$\eta_s = \frac{N_a + N_{и.т.п}}{Q_a} = \frac{224,725 + 10,277}{251,125} = 0,935.$$

КПД турбоустановки нетто учитывает расход электроэнергии на циркуляционный насос и конденсатные насосы:

$$\eta_s^н = \eta_s \frac{100 - \bar{N}_{с.н.э}^т}{100} = 0,935 \frac{100 - 0,4}{100} = 0,924,$$

где $\bar{N}_{с.н.э}^т = N_{с.н.э}^т / N_a = 0,4\%$; отсюда $N_{с.н.э}^т = 0,004 \cdot 224,725 = 0,9$ МВт.

КПД теплофикационного энергоблока по выработке электроэнергии брутто

$$\eta_{с.б} = \eta_s \eta_{п.к}^{\text{бр}} \eta_{т.р}.$$

Из табл. 10.1 для котла ТГМП-314 при работе на газе и нагрузке 100% имеем $\eta_{п.к}^{\text{бр}} = 0,9344$. Из рис. 10.2 для нагрузки энергоблока 100% (по котлу) имеем $\eta_{т.р} = 0,985$:

$$\eta_{с.б} = 0,935 \cdot 0,9344 \cdot 0,985 = 0,84.$$

Удельный расход условного топлива на выработанный 1 киловатт-час электроэнергии

$$b_s = \frac{0,123}{\eta_{с.б}} = \frac{0,123}{0,84} = 0,1484 \text{ кг.}$$

Расход условного топлива на паровой котел за 1 ч

$$B = \frac{3600 Q_0}{\eta_{т.р} \eta_{п.к}^{\text{бр}} \eta_{с.б}} = \frac{3600 \cdot 689,46 \cdot 10^3}{0,985 \cdot 0,9344 \cdot 0,84} = 92009 \text{ кг/ч.}$$

Расход условного топлива на выработку электроэнергии:

$$B_s = b_s (N_a + N_{и.т.п}) = 0,1484 (224,725 + 10,277) = 34,865 \text{ т/ч.}$$

Расход условного топлива на выработку теплоты:

$$B_{т.э} = B - B_s = 92,009 - 34,065 = 57,144 \text{ т/ч; } B_{т.э} / B = 57,144 / 92,009 = 0,63; B_s / B = 0,37.$$

Расходы электроэнергии на собственные нужды энергоблока и их распределение между расходами на выработку электроэнергии и теплоты. По паровому котлу расходы элек-

тросэнергии на собственные нужды складываются из расходов на тягу и дутье, на бустерный насос, на дымосос рециркуляции и привод регенеративных воздухоподогревателей. Сумма указанных расходов электроэнергии на собственные нужды для котла ТТМП-314 приведена на рис. 10.5 для режима работы котла на газе. Для номинальной нагрузки котла $(N_{п.к}^{с.н})' = 4$ МВт. К этой величине добавляется внутренняя мощность питательного турбонасоса $N_{i.т.п} = 10,277$ МВт; $N_{п.к}^{с.н} = 4 + 10,277 = 14,277$ МВт.

На производство электроэнергии и теплоты приходится

$$N_{п.к.э}^{с.н} = 14,277 \cdot 0,37 = 5,28 \text{ МВт};$$

$$N_{п.к.т}^{с.к} = 14,277 - 5,28 = 9 \text{ МВт}.$$

Таким образом, на производство электроэнергии тратится $N_{э}^{с.н} = 0,9 + 5,28 = 6,18$ МВт;

$$b_{э}^{отп} = 0,1484 \frac{224,725}{224,725 - 6,18} = 0,153 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{ч)}$$

По турбоустановке расходы электроэнергии на собственные нужды на выработку электроэнергии складываются из расходов на циркуляционные и конденсатные насосы: $N_{с.н.э}^т = 980$ кВт (в работе один циркуляционный насос). На производство теплоты тратится мощность конденсатных насосов сетевых подогревателей, сетевых насосов, подпиточных насосов. При номинальной нагрузке сумма расходов электроэнергии на собственные нужды составляет $N_{с.н.т}^т = 8$ МВт.

Общий расход электроэнергии на производство теплоты

$$N_{т.э} = N_{п.к.э}^{с.н} + N_{с.н.т}^т = 9 + 8 = 17 \text{ МВт}.$$

Удельный расход условного топлива на отпущенную теплоту (см. гл. 8) при $b_c = 350$ г/(кВт·ч)

$$b_Q^{отп} = \frac{34,1}{\eta_{п.к}^{н1} \eta_{тр}} + \frac{N_{т.э}^{пер} b_c}{Q_t},$$

где КПД нетто парового котла на производство электроэнергии

$$\eta_{п.к}^н = \eta_{п.к}^{бр} \frac{100 - N_{п.к.э}^{с.к}/N_{э}}{100} = 0,9344 \frac{100 - 5,28/224,765}{100} = 0,917.$$

КПД нетто парового котла на производство теплоты

$$\eta_{п.к}^{н1} = \eta_{п.к}^{бр} \frac{100 - N_{п.к.э}^{с.к}/N_{э}}{100} = 0,9344 \frac{100 - 9/224,725}{100} = 0,9;$$

$\frac{N_{т.э}^{пер} b_c}{Q_t}$ — расход электроэнергии на перекачку сетевой воды;

$$b_Q^{отп} = \frac{34,1}{0,90 \cdot 0,985} + \frac{8 \cdot 10^3 \cdot 0,35}{3,6 \cdot 394} = 38,2 + 1,96 = 41,16 \text{ кг/ГДж (172,2 кг/1 кал)}.$$

11.5. Методика расчета принципиальной тепловой схемы турбоустановки АЭС на насыщенном или слабоперегретом паре

Методика расчета схемы турбоустановки АЭС с сепарацией влаги и паровым промежуточным перегревом имеет свои особенности, в значительной мере отличающие ее от методики расчета ПТС ТЭС на органическом топливе. Особенность методики расчета АЭС обуславливается вводом дренажей из сепаратора влаги и промежуточных перегревателей в регенеративную схему ПВД и ПНД турбоустановки, процессом работы пара в турбине в области влажного пара. Это существенно осложняет применение обычной методики расчета ПТС и особенно оптимизацию параметров тепловой схемы. Ниже приведена методика расчета ПТС АЭС с использованием в качестве определяющей величины доли расхода рабочего пара через промежуточные перегреватели $\alpha_{п.п}$.

Первые три этапа расчета ПТС выполняются аналогично расчету ПТС КЭС (см. § 11.2). Основной исходной величиной расчета является мощность генератора $N_{э}$. Начальное давление пара и температуру питательной воды, так же как и конечное давление пара, определяют по данным технико-экономических расчетов. Для современных АЭС эти параметры находятся в пределах: $p_0 = 6 \div 7$ МПа, $p_k = 4 \div 6$ кПа, $t_{п.в} = 220 \div 230$ °C (двухконтурные АЭС с ВВЭР и АЭС с реакторами на быстрых нейтронах). Разделительное давление перед сепарацией влаги и промежуточным перегревом зависит от начального давления. Его оптимальное значение, МПа, можно определить из выражения $p_c = 0,675 + 0,12(p_0 - 4,5)$.

При построении процесса работы пара в h, S -диаграмме исходят из значений КПД ступеней при их работе на перегретом или сухом насыщенном паре $\eta_{от}^{сух} = 82 \div 84\%$. Построение процесса в области влажного пара осуществляют методом последовательных приближений, учитывая его начальную и конечную влажность (см. пример расчета § 11.6).

В тепловой схеме турбоустановки на насыщенном или слабо перегретом паре охла-

дители пара из отборов турбины не требуются.

Оптимальное распределение между ступенями регенеративного подогрева питательной воды в турбоустановках АЭС можно выполнить, используя аналитический метод решения задачи. Соотношение подогревов воды между узловыми смежными «холодной» и «горячей» ступенями, обогреваемыми отборным паром при разделительном давлении и после парового промежуточного перегрева, в соответствии с результатами аналитической оптимизации (см. § 5.8) следует принимать $\beta = 1,20 \div 1,30$.

Подогрев воды в остальных ступенях распределяют по геометрической прогрессии или по методу равного деления энтропии воды по ступеням.

В турбоустановках на насыщенном паре АЭС, так же как и на ТЭС, возможен другой путь определения оптимальных соотношений τ_r в узловых ступенях при наличии промежуточного перегрева пара — метод индифферентной точки (ИТ) (см. § 5.8 и 11.2). Для этого рассчитывают теплоперепад, соответствующий разности между энтальпиями пара на входе в ЦВД турбины и в индифферентной точке H_i с учетом количества отбираемого в ЦВД пара ($\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$), и определяют положение ИТ.

В четвертом этапе расчета ПТС на основе решения уравнений теплового и материального балансов элементов тепловой схемы турбоустановки определяют расходы пара на них в долях расхода свежего пара на турбину. Первоначально рассчитывают сепаратор-промпрегреватель (СПП), используя в качестве определяющей величины долю расхода пара через промежуточные перегреватели $\alpha_{п.п.}$:

отвод влаги из сепаратора

$$\alpha_c = \frac{h_c - h_c^0}{h_c^0 - h_c'} \alpha_{п.п.} = \frac{x_c - x_c^0}{x_c^0} \alpha_{п.п.}; \quad (11.67)$$

расход греющего пара на промежуточные перегреватели:

$$\alpha_{п.о} = \frac{h_{п.п.} - h_c}{h_{п.п.} - h_{п.п.}'} \alpha_{п.п.} = \frac{q_{п.п.}}{q_{п.}} \alpha_{п.п.}; \quad (11.68)$$

$$\alpha_{п.с} = \frac{h_{п.п.} - h_{п.п.о}}{h_0 - h_{п.п.о}} \alpha_{п.п.} = \frac{q_{п.п.с}}{q_0} \alpha_{п.п.} \quad (11.69)$$

Расчет приводной турбины питательной установки выполняют по формуле (11.14) с учетом установки бустерного насоса, давление питательной воды за насосами принимают $p_{п.н.} = (1,2 \div 1,3) p_0$.

Расчет подогревателей высокого давления, деаэрата питательной воды и подогревателей низкого давления ведут обычным

способом, учитывая конкретный вид тепловой схемы, наличие смешивающих ПНД, сетевой подогревательной установки, испарителей, расширителей продувки парогенераторов АЭС. В расчете используется составленная на предыдущих этапах таблица параметров пара и воды.

В зависимости от разделительного давления часть уравнений теплового и материального балансов теплообменников тепловой схемы АЭС определяет соответствующие доли расхода пара на них в функции от $\alpha_{п.п.}$, что связано с вводом в тепловую схему дренажей из сепаратора и пароперегревателя. После расчета всех подогревателей, питаемых паром из ЦВД, определяют расход пара на сепаратор $\alpha_{спп}$ в виде

$$\alpha_{спп} = \alpha_{п.п.} + \alpha_c = \alpha_0 - \alpha_{п.с} - \alpha_{п.о} - \sum \alpha_{i \text{ ЦВД}} - \sum \alpha_{у. \text{ЦВД}}, \quad (11.70)$$

где $\alpha_0 = 1$; $\alpha_{i \text{ ЦВД}}$ — доля i -го отбора пара из ЦВД турбины; $\alpha_{у. \text{ЦВД}}$ — доля протечек пара из уплотнений ЦВД. Из (11.70) определяем долю расхода пара $\alpha_{п.п.}$.

Пятый и шестой этапы расчета ПТС турбоустановок АЭС, так же как и для ТЭС, состоят из контроля материального баланса пара и конденсата в основном конденсаторе турбины и из решения энергетического уравнения турбоустановки. После этого определяют расход свежего пара на турбину D_0 , кг/ч, и удельный расход пара $d_0 \approx 6,1 \div 6,2$ кг/(кВт·ч).

Энергетические показатели АЭС (седьмой этап):

1. Полный расход теплоты на турбоустановку, кДж/ч,

$$Q_{\text{ту}} = D_0(h_0 - h_{п.в}) + D_{п.}'(h_{п.}'' - h_{п.в}) + D_{п.р.}'(h_{п.р.} - h_{п.в}) - D_{д.в.}(h_{п.в} - h_{д.в}). \quad (11.71)$$

При отсутствии расширителя продувки

$$Q_{\text{ту}} = D_0(h_0 - h_{п.в}) - D_{д.в.}(h_{п.в} - h_{д.в}). \quad (11.72)$$

2. Расход теплоты турбоустановки на производство электроэнергии, кДж/ч,

$$Q_{\text{ту}}^{\text{э}} = Q_{\text{ту}} - Q_{\text{от}} - Q_{с.н.}, \quad (11.73)$$

где $Q_{\text{от}}$ — теплота, отпускаемая турбоустановкой на отопительные нужды; $Q_{с.н.}$ — теплота отборного пара, используемая для собственных нужд энергоблока и АЭС.

3. Удельный расход теплоты турбоустановки на выработку электроэнергии, кДж/(кВт·ч), и соответствующий КПД равны

$$q_{\text{ту}}^{\text{э}} = \frac{Q_{\text{ту}}^{\text{э}}}{N_{\text{э}} + N_{с.п.п.н.}}; \quad (11.74)$$

$$\eta_{\text{ту}}^{\text{э}} = \frac{3600}{q_{\text{ту}}^{\text{э}}}, \quad (11.74а)$$

где $N_e^{т.п.н.н}$ — эффективная мощность приводной турбины питательной установки (11.25).

4. Абсолютный электрический КПД турбоустановки

$$\eta_{\text{ты}}^a = 3600 N_{\text{э}} / Q_{\text{ты}} \quad (11.75)$$

5. Тепловая нагрузка парогенераторов энергоблока АЭС, кДж/ч,

$$Q_{\text{пг}} = D_{\text{пг}} (h_{\text{пг}} - h_{\text{п.в}}^{\text{пр}}) + D_{\text{пр}} (h_{\text{пр}} - h_{\text{п.в}}). \quad (11.76)$$

6. КПД транспорта теплоты (во втором контуре двухконтурной АЭС)

$$\eta_{\text{тр}}^{\text{II}} = Q_{\text{ты}} / Q_{\text{пг}}. \quad (11.77)$$

7. КПД энергоблока АЭС определяют в зависимости от числа контуров. При двухконтурной АЭС (см. § 2.4)

$$\eta_{\text{с}} = \eta_{\text{р}} \eta_{\text{тр}}^{\text{I}} \eta_{\text{пг}}^{\text{II}} \eta_{\text{ты}}^a. \quad (11.78)$$

8. Тепловая мощность реактора, МВт,

$$Q_{\text{р}} = N_{\text{э}} / \eta_{\text{с}}. \quad (11.79)$$

9. КПД энергоблока АЭС нетто

$$\eta_{\text{с}}^{\text{н}} = \eta_{\text{с}} (1 - \varepsilon_{\text{с.н}}), \quad (11.80)$$

где $\varepsilon_{\text{с.н}} = 0,06 \div 0,07$ — доля расхода электроэнергии на собственные нужды. Основные потребители электроэнергии на АЭС: циркуляционные насосы (ГЦН) первого контура; циркуляционные насосы охлаждающей воды конденсаторов турбин, питательные насосы, конденсатные и сетевые насосы и т. п.

10. Удельный расход выгоревшего ядерного топлива, г/(МВт·ч),

$$b_{\text{я.т}} = 0,054 / \eta_{\text{с}}. \quad (11.81)$$

11. Годовая потребность энергоблока АЭС в ядерном топливе (общий расход ядерного топлива), т/год,

$$B_{\text{г}} = Q_{\text{р}} T_{\text{уст}} / (24K), \quad (11.82)$$

где K и $T_{\text{уст}}$ выбирают в соответствии с рекомендациями гл. 2 [см. (2.42)].

11.6. Пример расчета тепловой схемы турбоустановки на насыщенном водяном паре

Тепловая схема энергоблока. Энергоблок 1000 МВт двухконтурной АЭС состоит из водо-водяного энергетического реактора ВВЭР-1000 и однофазной конденсационной турбоустановки К-1000-60/1500 ХТЗ. Тепловая мощность реактора $Q_{\text{р}} \approx 3200$ МВт при температуре теплоносителя на входе и выходе из реактора 289 и 322 °С, при давлении воды в корпусе реактора 16 МПа и ее расходе в $76 \cdot 10^3$ м³/ч. Топливом служит обогащенный до 3,3—4,4 % уран (рис. 11.17).

Турбина имеет четыре цилиндра. Свежий пар с параметрами 6 МПа, 275 °С со степенью сухости $x_0 = 99,5$ % через группу стопорных и регулирующих клапанов (дроссельное регулирование) поступает в двухпоточный ЦВД, после чего направляется для сепарации

влаги и двухступенчатого парового промежуточного перегрева в сепаратор-пароперегреватель (СПП) при разделительном давлении $p_{\text{с}} = 1,0$ МПа и $x_0^{\text{с}} = 87,8$ %. После промежуточного перегрева пар с параметрами 0,93 МПа и 262 °С подводится по ресиверам к трем двухпоточным ЦНД, а часть его забирается для турбопривода питательного и бустерного насосов. Конечное давление в двухсекционном конденсаторе составляет $p_{\text{к.ср}} = 4$ кПа ($p_{\text{к1}} = 3,6$ кПа, $p_{\text{к2}} = 4,4$ кПа). Номинальная расчетная электрическая мощность турбоагрегата энергоблока принята 1000 МВт.

Турбина имеет семь регенеративных отборов пара: три из ЦВД и четыре из ЦНД. Конденсат турбины подогревается в охладителе основных эжекторов и в охладителе уплотнений, в двух смешивающих (П7 и П6) и в двух поверхностных (П5 и П4) ПНД. После деаэратора питательная вода бустерным и питательным насосами прокачивается через три ПВД и подается для питания четырех парогенераторов энергоблока. ПВД имеют охладители дренажа греющего пара; поверхностные ПНД выполнены только с зоной конденсации пара. Применены два смешивающих ПНД горизонтальной конструкции, включенные по гравитационной схеме.

Питательная установка имеет конденсационную приводную турбину, питаемую перегретым паром после СПП. Конденсат приводной турбины конденсатным насосом направляется в основной конденсатор. Приводная турбина вращает главный питательный насос и бустерный насос через понижающий редуктор.

Дренажи ПВД каскадно сливаются в деаэратор, а дренажи ПНД4 и ПНД5 при помощи дренажного насоса вводятся в линию основного конденсата за ПНД5; дренажи ОУ и ОЭ направляются через гидрозатворы в основной конденсатор.

Греющий пар для двухступенчатой сетевой подогревательной установки отбирается из четвертого и пятого отборов турбины. Конденсат этого пара каскадно сливается в охладитель дренажей ОДБ, а затем в основной конденсатор.

Продувочная вода после парогенераторов АЭС направляется в расширитель продувки Р. Пар из расширителя поступает в деаэратор. Дренаж расширителя проходит через теплообменники ТО1 и ТО2, очищается в фильтрах (Ф) и также направляется в деаэратор.

На собственные нужды энергоблока и АЭС используется пар из третьего отбора турбины ($\alpha_{\text{с.н}}$). Его конденсат поступает в ПНД6 (П6).

Потери пара и воды второго контура энергоблока АЭС условно отнесены к потокам отборного пара: из четвертого ($\alpha_{\text{ут4}} = 0,007$) и из шестого ($\alpha_{\text{ут6}} = 0,008$) отборов в количестве $\alpha_{\text{ут}} = 0,015$ и восполняются добавочной водой химической водоочистки, подаваемой в основной конденсатор с температурой 40 °С.

Принята следующая схема использования протечек пара из главной турбины (рис. 11.18): из стопорных и регулирующих клапанов ЦНД протечки поступают в линию перегретого пара перед ЦНД. Протечки первых камер уплотнений ЦВД направляются в деаэратор, вторых камер ЦВД — в ПНД (П7); к конечным уплотнениям ЦВД и трех ЦНД подводится пар из деаэратора ($\alpha_{\text{д.у}}$); из конечных уплотнений всех цилиндров пар отсасывается паровым эжектором (поток пара из деаэратора $\alpha_{\text{д.у}}$) в охладитель уплотнения ОУ. Протечки воды питательного насоса и протечки пара его приводной турбины в расчете не учитывались.

Параметры пара и воды турбоустановки. На рис. 11.19 показана схема процесса работы пара в h, S -диаграмме. КПД отсеков главной турбины и турбопривода ПН приняты по сухому насыщенному пару:

$$\eta_{\text{от}}^{\text{сух.цвд}} = 0,82, \quad \eta_{\text{от}}^{\text{сух.цнд}} = 0,84, \quad \eta_{\text{от}}^{\text{сух.т.п}} = 0,84.$$

Температура питательной воды за турбоустановкой принята 224 °С. Параметры пара и воды приведены в табл. 11.7, где обозначения совпадают с принятыми

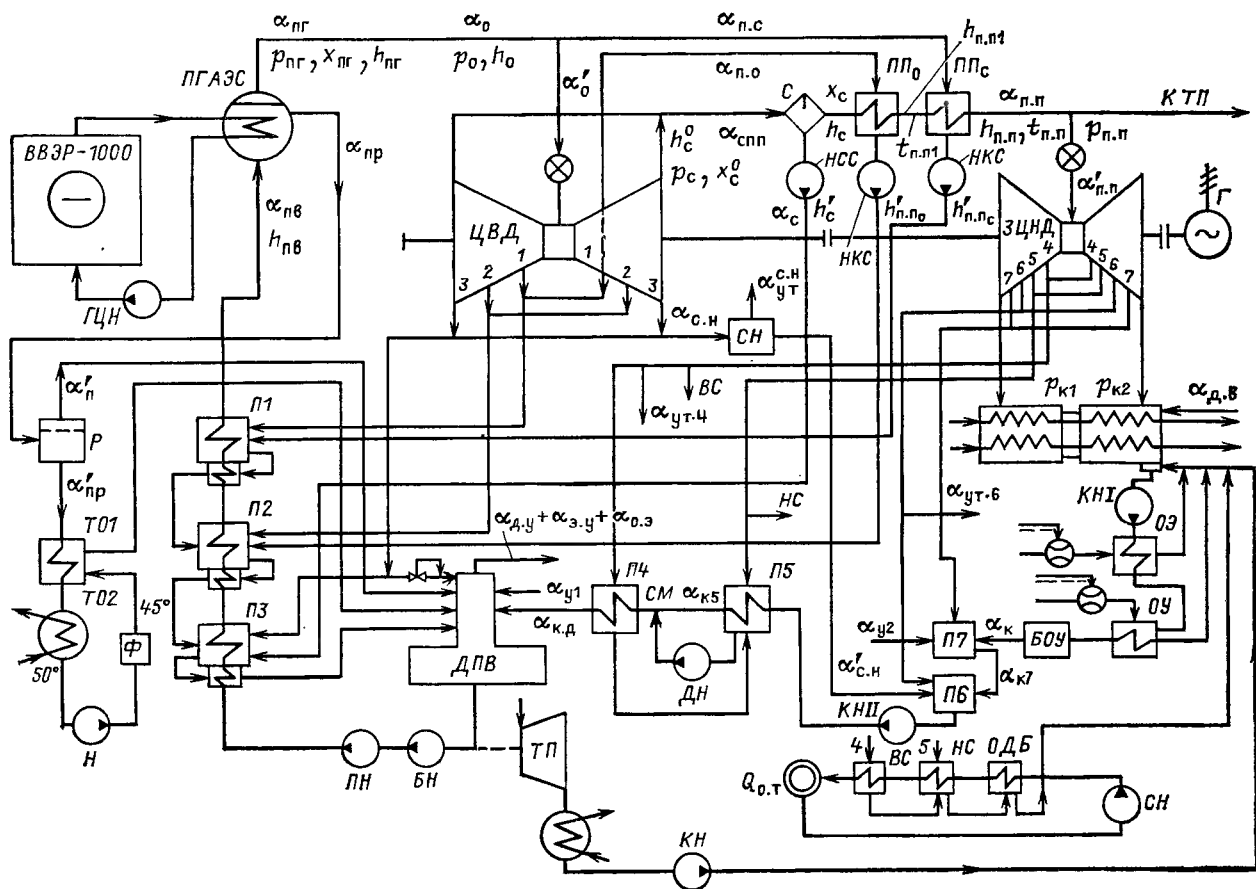


Рис. 11.17. ПТС энергоблока АЭС с реактором ВВЭР-1000 и турбоустановкой К-1000-60/1500 ХТЗ:

ТО1, ТО2 — теплообменники контура утилизации продувочной воды парогенераторов АЭС; СН — потребители пара на собственные нужды; С — сепаратор влаги; ПП₀, ПП_с — пароперегреватели на отборном и свежем паре; НСС — дренажный насос сепаратора; НКС — дренажный насос пароперегревателя; Р — расширитель продувки парогенератора; ПГ АЭС — парогенератор АЭС; Ф — фильтр дренажа расширителя продувки парогенератора

в табл. 11.2 (§ 11.3). Точка О' процесса пара отвечает его состоянию на входе в ступени ЦВД, точки 3, 3¹, 3¹¹, 3^{1V} — параметрам пара соответственно: за ЦВД, после сепаратора, после промежуточного перегревателя первой ступени на отборном паре из ЦВД (ПП₀), после промежуточного перегревателя второй ступени (ПП_с), на входе в ступени ЦНД. Приняты следующие относи-

тельные значения потери давления пара: в стопорных и регулирующих клапанах ЦВД — 3, в сепараторе влаги — 2, в промежуточных перегревателях ПП₀ и ПП_с по тракту обогреваемого пара соответственно по 2,5, в стопорных и регулирующих клапанах ЦНД — 2 %. Температурные напоры в промежуточных пароперегревателях по греющему пару принимались с учетом их конструктивных особенностей, а также потери давления греющего пара от точки его отбора до ПП₀ и ПП_с в размере: $\theta_{п.п_0} = 19,5^\circ\text{C}$, $\theta_{п.п_с} = 13,6^\circ\text{C}$. Температура нагреваемого пара за ПП₀ $t_{п.п_0} = 211^\circ\text{C}$, за ПП_с $t_{п.п_с} = 262^\circ\text{C}$.

Давление пара перед приводной турбиной питательной установки принято $p_{0.т.п} = 0,80$ МПа, в ее конденсаторе $p_{к.т.п} = 6$ кПа, энтальпия пара соответственно равны $h_{0.т.п} = 2972$ кДж/кг, $h_{к.т.п} = 2327$ кДж/кг.

Температура воды в сетевой подогревательной установке следующая: на входе — 70, между ступенями ВС и НС — 100, на выходе 130 °С. Отпуск теплоты на отопление принят равным 250 ГДж/ч. Давление сетевой воды 1 МПа.

Давление среды в расширителе продувки парогенераторов АЭС принято $p_{р.п} \approx 1,06 p_{д.п} = 0,69$ МПа, а температура продувочной воды до и после фильтров составляет 50 и 45 °С. Параметры свежего пара за парогенераторами соответствуют параметрам первого контура и конструкции самих парогенераторов: $p_{пг} = 6,4$ МПа, $x_{пг} = 100$ %.

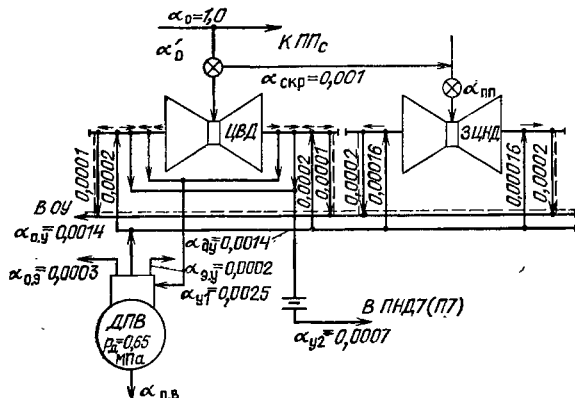


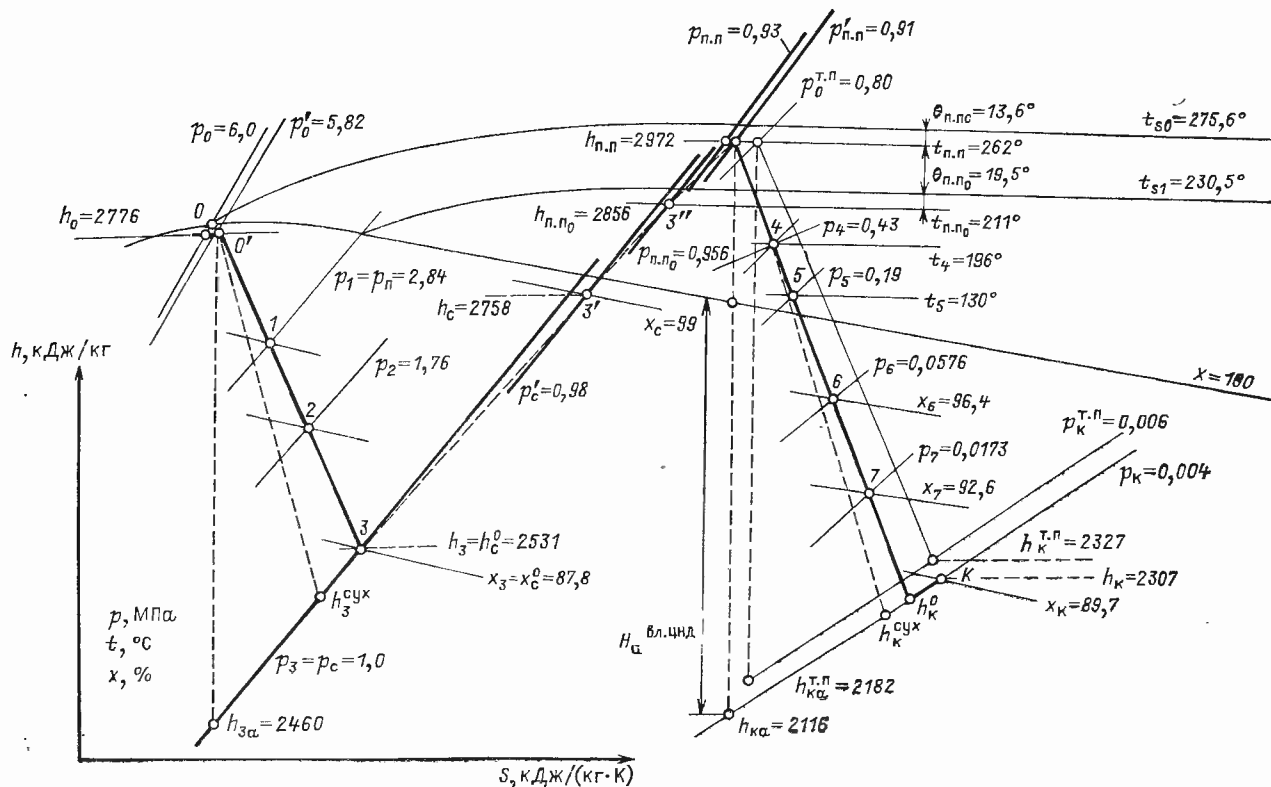
Рис. 11.18. Схема уплотнений главной турбины К-1000-60/1500

Точка процесса пара	Элемент тепловой схемы	Пар в отборах турбины			Пар в регенеративных подогревателях ¹					Обогреваемая вода за регенеративными подогревателями				
		p , МПа	$x(t)$	h , кДж/кг	p_r , МПа	t_{sr} , °C	h_r' , кДж/кг	h_{dr}' , кДж/кг	q_r' , кДж/кг	t_{br} , °C	p_{br} , МПа	t_{br} , °C	h_{br}' , кДж/кг	τ_r , кДж/кг
0	—	6,0	99,5%	2776	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0'	—	5,82	99,4%	2776	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1	П1	2,84	93%	2676	2,75	229	985,6	871	1805	5	8,0	224	964	113
2	П2	1,76	90,1%	2608	1,69	204	871	757	1851	5	8,5	199	851	114
3	ПЗ	1,0	87,8%	2531	0,955	178	754	716	1815	5	9,0	173	737	41,4*
	ДПВ				0,65	162	684	—	—	0	0,65	162	684	—
3 ^I	С	0,98	99%	2756	—	—	—	758,7	—	—	—	—	—	—
3 ^{II}	ПП _о	0,956	211°C	2856	—	—	—	984	—	—	—	—	—	—
3 ^{III}	ПП _с	0,93	262°C	2972	—	—	—	1207	—	—	—	—	—	—
3 ^{IV}	—	0,91	261,5°C	2972	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
4	П4	0,43	196°C	2852	0,404	144	606,3	606,3	2245,7	5	1,7	139	586,6	119,1**
5	П5	0,19	130°C	2730	0,18	117	490,8	490,8	2239,2	6	2,2	111	467,5	117,6***
6	П6	0,0576	96,4%	2568	0,0549	83,7	349,9	—	—	0	0,0549	83,7	349,9	—
7	П7	0,0173	92,6%	2428	0,0165	56	234,5	—	—	0	0,0165	56	234,5	—
К	К	0,004	89,7%	2307	—	—	—	—	2185,6	0	0,004	29	121,4	—

* С учетом подогрева воды в ПН.

** Без учета смесителя.

*** Без учета подогрева в КН П.

Рис. 11.19. Процесс работы пара в главной турбине К-1000-60/1500 и турбоприводе питательного насоса в h , S -диаграмме

Построение процесса работы пара в турбине (рис. 11.19) и составление табл. 11.7 осуществляется одновременно. В первую очередь строим процесс работы пара в ЦВД, зная его начальное и конечное давления ($p_c = 1$ МПа) и значение $\gamma_{oi}^{сух.цвд} = 0,82$. Методом последовательного приближения определяем истинные значения $\gamma_{oi}^{цвд}$ при работе на влажном паре и положение точки процесса 3:

$$\text{а) } h_0 = 2776 \text{ кДж/кг; } h_{3a} = 2460 \text{ кДж/кг; } h_3^{сух} = h_0 - (h_0 - h_{3a}) \gamma_{oi}^{сух.цвд} = 2776 - (2776 - 2460) \cdot 0,82 = 2517 \text{ кДж/кг; конечная влажность пара } y_3 = 0,13; \text{ поправка на влажность пара } k_{вл} = 1 - 0,87 (y_0 + y_3)/2 = 0,9413; \gamma_{oi}^{цвд} = \gamma_{oi}^{сух.цвд} k_{вл} = 0,82 \cdot 0,9413 = 0,7718;$$

$$\text{б) } h_3 = h_0 - (h_0 - h_{3a}) \gamma_{oi}^{цвд} = 2776 - (2776 - 2460) \times 0,7718 = 2531; \quad y_3 = 0,123; \quad k_{вл} = 1 - 0,87 (0,005 + 0,123/2) = 0,9443; \quad \gamma_{oi}^{цвд} = 0,82 \cdot 0,9443 = 0,7743;$$

$$\text{в) } h_3 = 2776 - (2776 - 2460) \cdot 0,7743 = 2531,3 \text{ кДж/кг; } \Delta h_3 = 2531,3 - 2531 = 0,3 \text{ кДж/кг} < 1 \text{ кДж/кг, что допустимо.}$$

Уточняем параметры пара в точке 3 (за ЦВД): $h_3 = h_c^0 = 2531$ кДж/кг; $p_3 = 1,0$ МПа; $x_3 = x_c^0 = 87,8\%$; $\gamma_{oi}^{цвд} = 77,43\%$.

По принятой температуре питательной воды $t_{п.в} = t_{в1} = 224^\circ\text{C}$ определяем параметры пара в первом отборе турбины, а по разделительному давлению — параметры воды за ПВДЗ (ПЗ) и в деаэраторе ($p_d = \text{const} = 0,65$ МПа). Недоохлаждение дренажа греющего пара в охладителях дренажа ПВД принято 5°C , $\theta_{о.д} = 20$ кДж/кг.

По принятым значениям потерь давления пара на тракте ЦВД — СПП — ЦНД определяем: давление пара за сепаратором влаги $p'_c = 0,98 p_c = 0,98$ МПа; давление пара за ППО $p_{п.по} = 0,975 p'_c = 0,956$ МПа; давление пара за ППС $p_{п.п} = 0,975 p_{п.по} = 0,93$ МПа; давление пара перед ступенями ЦНД $p'_{п.п} = 0,98 p_{п.п} = 0,91$ МПа. Степень сухости за сепаратором влаги принимаем $x_c = 99\%$ и определяем $h_c = 2756$ кДж/кг. Температуры и энтальпии обогреваемого пара за промежуточными перегревателями составят: $t_{п.по} = t_{s1} - \theta_{п.по} = 230,5 - 19,5 = 211^\circ\text{C}$; $h_{п.по} = 2856$ кДж/кг; $t_{п.п} = t_{s0} - \theta_{п.п} = 275,6 - 13,6 = 262^\circ\text{C}$; $h_{п.п} = 2972$ кДж/кг. Потеря давления греющего пара в промежуточных перегревателях принята 4–6%; энтальпии дренажей этого пара определялись при давлениях: в ППО $p'_1 = p_1 - \Delta p_{тр} - \Delta p_{п.по} = 0,9 p_1 = 2,55$ МПа; в ППС $p'_0 = p_0 - \Delta p_{тр} - \Delta p_{п.п} = 0,92 p_0 = 5,52$ МПа.

Переходим к построению процесса работы пара в ЦНД и в приводной турбине ПН, используя тот же подход, что и для ЦВД. При этом учитываем, что часть ступеней турбины работает в зоне перегретого пара:

$$\text{а) } h_{п.п} = 2972 \text{ кДж/кг; } h_{к.а} = 2116 \text{ кДж/кг; } h_{к.сух} = h_{п.п} - (h_{п.п} - h_{к.а}) \gamma_{oi}^{сух.цнд} = 2972 - (2972 - 2116) \times 0,84 = 2253 \text{ кДж/кг; конечная влажность пара } y_k = 0,125; \text{ поправка на влажность пара } k_{вл} = 1 - 0,87 (y_0 + y_k)/2 = 1 - 0,87 \frac{0 + 0,125}{2} = 0,9456; \text{ общий адиабатный}$$

$$\text{теплоперепад ЦНД } H_{а.цнд} = 2972 - 2116 = 856 \text{ кДж/кг; адиабатный теплоперепад ЦНД в зоне влажного пара (по построению) } H_{а.вл.цнд} = 2700 - 2116 = 584 \text{ кДж/кг; } \gamma_{oi}^{цнд} = \gamma_{oi}^{сух.цнд} [1 - (1 - k_{вл}) H_{а.вл.цнд} / H_{а.цнд}] = 0,84 [1 - (1 - 0,9456) \cdot 584 / 856] = 0,8088;$$

$$\text{б) } h_k^0 = 2972 - (2972 - 2116) \cdot 0,8088 = 2279,7 \text{ кДж/кг; } y_k = 0,116; \quad k_{вл} = 1 - 0,87 (0 + 0,116)/2 = 0,94954; \quad \gamma_{oi}^{цнд} = 0,84 [1 - (1 - 0,94954) \cdot 584 / 856] = 0,8111;$$

$$\text{в) } h_k^0 = 2972 - (2972 - 2116) \cdot 0,8111 = 2277,7 \text{ кДж/кг; } y_k = 0,116; \quad \Delta y_k = 0.$$

Построение процесса пара в ЦНД закончено. Уточняем параметры пара в конце процесса с учетом потери с выходной скоростью: $h_k = h_k^0 + h_{в.с} = 2277,7 + 29,3 = 2307$ кДж/кг; $p_k = 4,0$ кПа; $x_k = 89,7\%$, $\gamma_{oi}^{цнд} = 81,11\%$.

Приводная турбина ПН:

$$\text{а) } h_0^{т.п} = 2972 \text{ кДж/кг; } h_{к.т.п} = 2182 \text{ кДж/кг; } h_{к.сух.т.п} = h_0^{т.п} - (h_0^{т.п} - h_{к.т.п}) \gamma_{oi}^{сух.т.п} = 2972 - (2972 - 2182) \cdot 0,84 = 2308,4; \quad y_{к.т.п} = 0,108; \quad k_{вл} = 1 - 0,87 (0 + 0,108)/2 = 0,9530; \quad H_{а.т.п} = 2972 - 2182 = 790 \text{ кДж/кг; } H_{а.вл.т.п} = 2692 - 2182 = 510 \text{ кДж/кг (по построению); } \gamma_{oi}^{т.п} = 0,84 [1 - (1 - 0,953) \cdot 510 / 790] = 0,8145;$$

$$\text{б) } h_{к.т.п} = 2972 - (2972 - 2182) \cdot 0,8145 = 2328,5 \text{ кДж/кг; } y_k = 0,100; \quad k_{вл} = 1 - 0,87 (0 + 0,100)/2 = 0,9565; \quad \gamma_{oi}^{т.п} = 0,84 [1 - (1 - 0,9565) \cdot 510 / 790] = 0,8164; \quad h_{к.т.п} = 2972 - (2972 - 2182) \cdot 0,8164 = 2327 \text{ кДж/кг; } y_k = 0,100; \quad \Delta y_k = 0.$$

Построение процесса пара в приводной турбине закончено. Уточняем параметры пара в точке конца процесса: $h_{к.т.п} = 2327$ кДж/кг; $p_{к.т.п} = 6$ кПа; $x_{к.т.п} = 90\%$.

Распределение подогрева воды по ступеням регенеративной установки осуществляем в следующем порядке. Известен подогрев воды:

$$\tau_1 + \tau_2 = h_{п.в} - h_{в3} = 964 - 737 = 227 \text{ кДж/кг.}$$

Принимаем для упрощения примера расчета равное деление подогрева в первых двух ступенях $\tau_1 \approx \tau_2$. Согласно рекомендациям (см. § 5.8 и 11.5) оптимальное соотношение подогревов воды между «холодной» ступенью, обогреваемой паром за ЦВД при разделительном давлении, и следующей «горячей» ступенью, обогреваемой паром после парового промежуточного перегрева (из ЦНД турбины), $\beta_{3,4} = \tau_3/\tau_4 = 1,20 \div 1,30$. Остальной подогрев распределяем по геометрической прогрессии:

$$\frac{\tau_4}{\tau_5} = \frac{\tau_5}{\tau_6} = m = 1,02. \text{ При известном общем подогреве } h_{в3} - h'_k = 737 - 121,4 = 615,6 \text{ кДж/кг получаем, кДж/кг:}$$

$$\tau_7 = 113,1; \quad \tau_6 = 115,4; \quad \tau_5 = 117,6; \quad \tau_4 = 119,1;$$

$$\tau_3 = 150,4; \quad \beta_{3,4} = 150,4/119,1 = 1,263.$$

Параметры воды и пара в подогревателях и пара в отборах турбины определяем, используя значения τ_i (табл. 11.7). Учитываем также принятые значения подогрева воды, давления воды и потери давления пара в трубопроводах:

ПНД (П7): недогрев воды в смешивающем подогревателе принят $\theta_7 = 0^\circ\text{C}$ (см. табл. 11.7). Энтальпия воды за П7 составит $h_{в7} = h'_7 = h'_k + \tau_7 = 234,5$ кДж/кг. Давление пара в подогревателе $p'_7 = 16,5$ кПа, температуру воды в нем $t_{в7} = t_{s7} = 56^\circ\text{C}$ определяем по значению h'_7 из таблиц теплофизических свойств пара и воды. Давление пара в отборе турбины определяем с учетом потерь на тракте подогреватель — турбина $p_7 = 1,05 p'_7 = 17,3$ кПа.

ПНД (П6): по аналогии с П7 имеем:

$$\theta_6 = 0; \quad h_{в6} = h'_6 = h_{в7} + \tau_6 = 349,9 \text{ кДж/кг; } p'_6 = 54,9 \text{ кПа; } t_{в6} = t_{s6} = 83,7^\circ\text{C; } p_6 = 1,05 p'_6 = 57,6 \text{ кПа.}$$

ПНД (П5): энтальпия воды за поверхностным подогревателем равна $h_{в5} = h_{в6} + \tau_5 = 467,5$ кДж/кг. Давление воды в ПНД принято $p_{в5} = 2,2$ МПа (табл. 11.7). По давлению и энтальпии воды определяем температуру воды за ПНД из таблиц теплофизических свойств $t_{в5} = 111^\circ\text{C}$. Недогрев воды в ПНД принят $\theta_5 = 6^\circ\text{C}$. Температура и давление насыщения греющего пара в ПНД соответственно равны $t_{s5} = t_{в5} + \theta_5 = 117^\circ\text{C}$; $p'_5 = 180$ кПа. Давление пара в отборе турбины определяем с учетом потерь на тракте подогреватель — турбина $p_5 = 1,06 p'_5 = 190$ кПа.

ПНД (П4): по аналогии с П5 имеем: $h_{в4}=h_{в5}+\tau_4=586,6$ кДж/кг; $p_{в4}=1,7$ МПа; $t_{в4}=139^\circ\text{C}$; $\theta_4=5^\circ\text{C}$; $t_{с4}=144^\circ\text{C}$; $p'_{4}=0,404$ МПа; $p_4=1,06$; $p'_4=0,43$ МПа; $h_{в3}=h_{в4}+\tau_3=737$ кДж/кг. Распределение подогрева воды выполнено.

Уточняем подогрев воды в ПВДЭ (П3), приняв во внимание подогрев ее в питательной установке (11.1):

$$\tau_{п.п} = \frac{1,1(9,6 - 0,65)}{0,85} = 11,6 \text{ кДж/кг};$$

$\tau_3 = h_{в3} - (h'_{д} + \tau_{п.п}) = 737 - (684 + 11,6) = 41,4$ кДж/кг. Составление табл. 11.7 параметров пара и воды заканчивается.

Материальные балансы пара и воды второго контура АЭС. Доля общего расхода пара на турбоустановку $\alpha_0=1$, доля утечек пара и воды принята $\alpha_{ут}=0,015$. Доля расхода пара из парогенераторов АЭС $\alpha_{пг}=\alpha_0=1,0$. Расход продувочной воды парогенераторов в долях $\alpha_{пр}=0,01$, следовательно, доля расхода питательной воды составит $\alpha_{п.в}=\alpha_{пг}+\alpha_{пр}=1,01$. Доля расхода добавочной воды $\alpha_{д.в}=\alpha_{ут}+\alpha_{с.п}=\Sigma\alpha_{вн}=0,015+0,001=0,016$.

Расходы протечек из уплотнений главной турбины приведены на рис. 11.18.

Тепловые и материальные балансы элементов тепловой схемы АЭС. Указанные ранее особенности тепловой схемы АЭС (§ 11.5) приводят к необходимости использовать в последующих расчетах в качестве определяющей величины расход рабочего пара через промежуточные перегреватели $\alpha_{п.п}$. Используем эту величину для определения в общем виде количества отводимой влаги из сепаратора и расхода греющего пара на промежуточные перегреватели:

сепаратор влаги по (11.67)

$$\alpha_c = \frac{2756 - 2531}{2531 - 758,7} \alpha_{п.п} = 0,12695 \alpha_{п.п};$$

промежуточные пароперегреватели по (11.68), (11.69)

$$\alpha_{п.о} = \frac{2856 - 2756}{2676 - 984} \alpha_{п.п} = 0,05910 \alpha_{п.п};$$

$$\alpha_{п.с} = \frac{2972 - 2856}{2776 - 1207} \alpha_{п.п} = 0,07393 \alpha_{п.п};$$

подогреватели высокого давления (ПВД)

П1:

$$\alpha_1 = \frac{\alpha_{п.в} \tau_1 \gamma_{п1}^{-1} - \alpha_{п.с} (h'_{п.пс} - h_{д01})}{q_1} = \frac{1,01 \cdot 113 / 0,993^{-1} - 0,07393 \alpha_{п.п} (1207 - 871)}{1805} = 0,06368 - 0,01376 \alpha_{п.п};$$

П2:

$$\alpha_2 = \frac{\alpha_{п.в} \tau_2 \gamma_{п2}^{-1} - \alpha_{п.о} (h'_{п.пс} - h_{др2}) - (\alpha_1 + \alpha_{п.с}) (h_{д1} - h_{др2})}{q_2} = \frac{1,01 \cdot 114 \cdot 0,994^{-1} - 0,0591 \alpha_{п.п} (984 - 757) - (0,06368 + 0,06017 \alpha_{п.п}) (871 - 757)}{1851} = 0,05866 - 0,01095 \alpha_{п.п};$$

П3:

$$\alpha_{п3} = \frac{\alpha_{п.в} \tau_3 \gamma_{п3}^{-1} - \alpha_c (h'_c - h_{др3}) - (\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_{п.с} + \alpha_{п.о}) (h_{др2} - h_{др3})}{q_3} = \frac{1,01 \cdot 41 / 0,995^{-1} - 0,12695 \alpha_{п.п} (758,7 - 716) - (0,12234 + 0,10832 \alpha_{п.п}) (757 - 716)}{1815} = 0,02039 - 0,00542 \alpha_{п.п};$$

$$\alpha_{др}^{пвд} = \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_{п3} + \alpha_{п.с} + \alpha_{п.о} + \alpha_c = 0,14273 + 0,22985 \alpha_{п.п}.$$

Расширитель продувки парогенераторов АЭС (Р). Уравнение материального баланса

$$\alpha_{пр} = \alpha'_{п} + \alpha'_{пр} = 0,010.$$

Уравнение теплового баланса

$$\alpha_{пр} h_{пр} = \alpha'_{п} h''_{п} + \alpha'_{пр} h'_{п}.$$

Энтальпии среды определяем по принятым ранее параметрам $p_p=0,69$ МПа; $p_{пг}=6,4$ МПа:

$$0,010 \cdot 1236 = \alpha'_{п} \cdot 2762 + \alpha'_{пр} \cdot 695.$$

Из совместного решения этих уравнений имеем

$$\alpha'_{п} = 0,00262; \alpha'_{пр} = 0,00738.$$

Принимаем подогрев продувочной воды в теплообменнике ТО1 после ее очистки в фильтрах до 150°C , проверив предварительно температурные напоры на холодном и горячем конце этого теплообменника ($\theta=10-15^\circ\text{C}$). Определяем $h_{т01}=632$ кДж/кг.

Деаэратор питательной воды. Уравнение материального баланса:

$$\alpha_{п.в} + \alpha_{д.у} + \alpha_{э.у} + \alpha_{о.э} = \alpha_{др}^{пвд} + \alpha_{у1} + \alpha_{п'} + \alpha_{пр'} + \alpha_{кд} + \alpha_{д};$$

$$1,01 + 0,0014 + 0,0002 + 0,0003 = 0,14273 + 0,22985 \alpha_{п.п} + 0,0025 + 0,00262 + 0,00738 + \alpha_{кд} + \alpha_{д}.$$

Уравнение теплового баланса:

$$\alpha_{п.в} h'_{д} + (\alpha_{д.у} + \alpha_{э.у} + \alpha_{о.э}) h''_{д} = \alpha_{др}^{пвд} h_{др3} + \alpha_{у1} h_{у1} + \alpha'_{п} h''_{п} + \alpha'_{пр} h'_{п01} + \alpha_{кд} h_{в4} + \alpha_{д} h_3; \\ 1,01 \cdot 684 + 0,0019 \cdot 2760 = (0,14273 + 0,22985 \alpha_{п.п}) \cdot 716 + 0,0025 \cdot 2495 + 0,00262 \cdot 2762 + 0,00738 \cdot 632 + \alpha_{кд} \cdot 586,6 + \alpha_{д} \cdot 2531.$$

Из совместного решения этих уравнений определяем расход греющего пара на деаэратор $\alpha_{д}=0,03766-0,0153 \alpha_{п.п}$ и расход основного конденсата $\alpha_{кд}=0,81901-0,21455 \alpha_{п.п}$.

Доля отбора пара $\alpha_3 = \alpha_{п3} + \alpha_{д} + \alpha_{с.н} = 0,02039 - 0,00542 \alpha_{п.п} + 0,03766 - 0,0153 \alpha_{п.п} + 0,008 = 0,06605 - 0,02072 \alpha_{п.п}$.

Рассчитываем в явном виде определяющее значение расхода пара через промежуточные перегреватели:

$$\alpha_{п.п} = \alpha_0 - \alpha_{п.с} - \alpha_{ск.р} - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_{у1} - \alpha_{у2} - \alpha_{о.у}^{пвд} + \alpha_{д.у}^{пвд} - \alpha_{п.о} - \alpha_c; \quad (11.83)$$

$$\alpha_{п.п} = 1 - 0,07393 \alpha_{п.п} - 0,001 - 0,06368 + 0,01376 \alpha_{п.п} - 0,05866 + 0,01095 \alpha_{п.п} - 0,06605 + 0,02072 \alpha_{п.п} - 0,0025 - 0,0007 - 0,0002 + 0,0004 - 0,0591 \alpha_{п.п} - 0,12695 \alpha_{п.п}, \text{ т. е. } \alpha_{п.п} = 0,66495.$$

Определяем значения величин, выраженных через $\alpha_{п.п.}$:

$$\alpha_c = 0,08441; \alpha_{п.с} = 0,03930; \alpha_{ш.с} = 0,04916;$$

$$\alpha_1 = 0,05453; \alpha_2 = 0,05138; \alpha_{п3} = 0,01679;$$

$$\alpha_3 = 0,05227; \alpha_d = 0,02749; \alpha_{кд} = 0,67634.$$

Проверяем подстановкой этих значений уравнение материального баланса деаэратора и уравнение (11.83), превращая их в тождество для контроля.

Питательная установка. Доля расхода пара на приводную турбину (11.14)

$$\alpha_{т.п} = \frac{1,01 \cdot 1,1 (9,6 - 0,65)}{(2972 - 2327) \cdot 0,83 \cdot 0,99} = 0,01926.$$

Сетевая подогревательная установка. Предварительно определяем предполагаемый расход пара на турбину

$$D_0 = d_0 N_s = 6,144 \cdot 1000 \cdot 10^3 = 6144 \cdot 10^3 \text{ кг/ч.}$$

Расход сетевой воды:

$$G_{с.в} = \frac{Q_{от}}{h_{п.с} - h_{о.с}} = \frac{250 \cdot 10^6}{546,8 - 293,8} = 988,14 \cdot 10^3 \text{ кг/ч.}$$

Уравнение теплового баланса верхней ступени установки (BC):

$$G_{с.в} (h_{п.с} - h_{в.с}) = D_{в.с} (h_4 - h'_4) \eta_{п};$$

$$988,14 \cdot 10^3 (546,8 - 419,7) = D_{в.с} (2852 - 606,3) \cdot 0,996;$$

$$D_{в.с} = 56 150 \text{ кг/ч; } \alpha_{в.с} = 0,00914.$$

Уравнение теплового баланса нижней ступени установки (HC):

$$G_{с.в} (h_{п.с} - h_{одб}) = D_{н.с} (h_5 - h'_5) \eta_{п} + D_{в.с} (h'_4 - h'_5) \eta_{п};$$

$$988,14 \cdot 10^3 (419,7 - h_{одб}) = D_{н.с} (2730 - 490,8) \cdot 0,997 + 56 150 (606,3 - 490,8) \cdot 0,997.$$

Уравнение теплового баланса охладителя дренажей (ОДБ):

$$G_{с.в} (h_{одб} - h_{о.с}) = (D_{н.с} + D_{в.с}) (h'_5 - h_{др});$$

$$988,14 \cdot 10^3 (h_{одб} - 293,8) = (D_{н.с} + 56 150) (490,8 - 356) \cdot 0,997.$$

Значение $h_{др} = 356 \text{ кДж/кг}$ принято при $p_{др} = 0,14 \text{ МПа}$ и $t_{др} = 85^\circ \text{C}$.

Из совместного решения уравнений теплового баланса НС и ОДБ определяем, исключая $h_{одб}$:

$$D_{н.с} = 46 641 \text{ кг/ч; } \alpha_{н.с} = 0,00759.$$

Подогреватели низкого давления (ПНД). Определяем повышение энтальпии рабочего тела в конденсатных насосах при заданных давлениях для КНІ $\Delta p = 0,9 \text{ МПа}$, для КНІІ $\Delta p = 2,7 \text{ МПа}$.

$$\tau_{кн I} = \frac{\Delta p v_{ср}}{\eta_{п}} = \frac{0,9 \cdot 1,015}{0,83} = 1,1 \text{ кДж/кг;}$$

$$\tau_{кн II} = \frac{2,7 \cdot 1,03}{0,83} = 3,4 \text{ кДж/кг.}$$

Уравнение теплового баланса для П4:

$$\alpha_{кд} (h_{в4} - h_{см}) = \alpha_{п4} q_4 \eta_{п4};$$

$$0,67634 (586,6 - h_{см}) = \alpha_{п4} \cdot 2245,7 \cdot 0,996.$$

Уравнение материального баланса для СМ:

$$\alpha_{кд} = \alpha_{к5} + \alpha_{п4} + \alpha_{п5} = 0,67634.$$

Уравнение теплового баланса СМ:

$$\alpha_{кд} h_{см} = \alpha_{к5} h_{в5} + (\alpha_{п4} + \alpha_{п5}) h_{дрб};$$

$$0,67634 h_{см} = \alpha_{к5} \cdot 467,5 + (\alpha_{п4} + \alpha_{п5}) \cdot 490,8.$$

Уравнение теплового баланса для П5:

$$\alpha_{к5} \tau_5 = \alpha_{п5} q_5 \eta_{п5} + \alpha_{п4} (h_{др4} - h_{др5}) \eta_{п5};$$

$$\alpha_{к5} \cdot 114,2 = \alpha_{п5} \cdot 2239,2 \cdot 0,997 + \alpha_{п4} (606,3 - 490,8) \cdot 0,997,$$

$$\text{где } \tau_5 = h_{п5} - (h_{в6} + \tau_{кн II}).$$

Решаем совместно приведенные выше четыре уравнения, исключая величину $h_{см}$, и определяем $\alpha_{п4} = 0,03591$; $\alpha_{п5} = 0,02642$; $\alpha_{к5} = 0,61401$.

Доли расхода пара из отборов турбины:

$$\alpha_4 = \alpha_{п4} + \alpha_{в.с} + \alpha_{т4} = 0,05205; \alpha_5 = \alpha_{п5} + \alpha_{н.с} = 0,03401.$$

Уравнение материального баланса для ПНД6 (П6):

$$\alpha_{к5} = \alpha_{п6} + \alpha'_{с.п} + \alpha_{к7};$$

$$0,61401 = \alpha_{п6} + 0,007 + \alpha_{к7}.$$

Уравнение теплового баланса П6:

$$\alpha_{к5} h_{в6} = \alpha_{п6} h_6 + \alpha'_{с.п} h'_{с.п} + \alpha_{к7} h_{в7};$$

$$0,61401 \cdot 349,9 = \alpha_{п6} \cdot 2568 + 0,007 \cdot 610 + \alpha_{к7} \cdot 234,5.$$

Из совместного решения этих уравнений определяем $\alpha_{п6} = 0,02924$; $\alpha_{к7} = 0,57777$. Доля расхода пара шестого отбора турбины $\alpha_6 = \alpha_{п6} + \alpha_{т6} = 0,02924 + 0,008 = 0,03724$.

Уравнение материального баланса для П7:

$$\alpha_{к7} = \alpha_7 + \alpha_к + \alpha_{у2};$$

$$0,57777 = \alpha_7 + \alpha_к + 0,0007.$$

Уравнение теплового баланса П7:

$$\alpha_{к7} h_{в7} = \alpha_7 h_7 + \alpha_к h_{в.о.у} + \alpha_{у2} h_{у2};$$

$$0,57777 \cdot 234,5 = \alpha_7 \cdot 2428 + \alpha_к h_{в.о.у} + 0,0007 \cdot 2250.$$

Уравнение теплового баланса для ОУ:

$$\alpha_к (h_{в.о.у} - h_{в.о.э}) = (\alpha_{о.у} + \alpha_{э.у}) (h_{о.у} - h'_{о.у}) \eta_{п};$$

$$\alpha_к (h_{в.о.у} - h_{в.о.э}) = (0,0014 + 0,0002) \times (1610 - 340) \cdot 0,999.$$

Уравнение теплового баланса для ОЭ:

$$\alpha_к (h_{в.о.э} - h'_{к}) = \alpha_{о.э} (h_{о.э} - h'_{о.э}) \eta_{п};$$

$$\alpha_к (h_{в.о.э} - 121,4) = 0,0003 (2210 - 360) \cdot 0,999.$$

Решаем совместно приведенные уравнения, исключая $\alpha_к h_{в.о.у}$ и $\alpha_к h_{в.о.э}$, и определяем $\alpha_7 = 0,02656$ и $\alpha_к = 0,55051$.

Контроль материального баланса пара и конденсата. Пропуск пара в конденсатор главной турбины:

$$\alpha_{кII} = \alpha_{п.п} + \alpha_{с.к.р} - \alpha_{т.п} - \alpha_4 - \alpha_5 -$$

$$- \alpha_6 - \alpha_7 - \alpha_{пдл.о.у}^{пдл.у} + \alpha_{пдл.д.у}^{пдл.у} = 0,66495 + 0,001 - 0,01926 -$$

$$- 0,05205 - 0,03401 - 0,03724 - 0,02656 - 0,0012 + 0,001 = 0,49663.$$

Поток конденсата из конденсатора главной турбины:

$$\alpha_{к(п)} = \alpha_{кII} + \alpha_{т.п} + \alpha_{в.с} + \alpha_{н.с} + \alpha_{о.у} + \alpha_{э.у} + \alpha_{о.э} + \alpha_{д.в} = 0,49663 + 0,01926 + 0,00914 + 0,00759 + 0,0014 + 0,0002 + 0,0003 + 0,016 = 0,55052.$$

Погрешность сведения материального баланса пара и конденсата

$$\delta \alpha_{к} = \frac{\alpha_{к} - \alpha_{к(п)}}{\alpha_{к(п)}} 100 =$$

$$= \frac{0,55051 - 0,55052}{0,55052} 100 = 0,002 \% < 0,1 \%, \text{ что допу-}$$

стимо.

Цилиндр турбины	Отсек турбины	Доля пропуска пара через отсек α_j	Температурный перепад пара в отсеке H_{ij} , кДж/кг	Внутренняя работа на 1 кг свежего пара $\alpha_j H_{ij}$, кДж/кг
ЦВД	0' — 1	$\alpha_{0'1} = \alpha_0 - \alpha_{п.с} - \alpha_{с.к.р} =$ $= 1 - 0,04916 - 0,001 = 0,94984$	$H_i^{0'1} = h_0 - h_1 =$ $= 2776 - 2676 = 100$	94,984
	1 — 2	$\alpha_{12} = \alpha_{0'1} - \alpha_1 = 0,94984 - 0,05453 = 0,89531$	$H_i^{12} = h_1 - h_2 =$ $= 2676 - 2608 = 68$	60,881
	2 — 3	$\alpha_{23} = \alpha_{12} - \alpha_2 = 0,89531 - 0,05138 = 0,84393$	$H_i^{23} = h_2 - h_3 =$ $= 2608 - 2531 = 77$	64,983
ЦНД	3 ^{IV} — 4	$\alpha'_{п.п} = \alpha_{п.п} - \alpha_{т.п} + \alpha_{с.к.р} =$ $= 0,66495 - 0,01926 + 0,001 = 0,64669$	$H_i^{3IV4} = h_{п.п} - h_4 =$ $= 2972 - 2852 = 120$	77,603
	4 — 5	$\alpha_{45} = \alpha'_{п.п} - \alpha_4 = 0,64669 - 0,05205 = 0,59464$	$H_i^{45} = h_4 - h_5 =$ $= 2852 - 2730 = 122$	72,546
	5 — 6	$\alpha_{56} = \alpha_{45} - \alpha_5 = 0,59464 - 0,03401 = 0,56063$	$H_i^{56} = h_5 - h_6 =$ $= 2730 - 2568 = 162$	90,822
	6 — 7	$\alpha_{67} = \alpha_{56} - \alpha_6 = 0,56063 - 0,03724 = 0,52339$	$H_i^{67} = h_6 - h_7 =$ $= 2568 - 2428 = 140$	73,275
	7 — K	$\alpha_{7K} = \alpha_{67} - \alpha_7 = 0,52339 - 0,02656 = 0,49683$ $\alpha_K^п = \alpha_{7K} - \alpha_{о.у}^{ЦНД} + \alpha_{д.у}^{ЦНД} = 0,49683 -$ $- 0,0012 + 0,001 = 0,49663$	$H_i^{7K} = h_7 - h_K =$ $= 2428 - 2307 = 121$	60,116

8

$$\sum_{j=1}^8 \alpha_j H_{ij} = 595,210 \text{ кДж/кг}$$

Энергетическое уравнение и определение расходов пара и воды. Энергетическое уравнение турбоустановки записано в табличной форме (табл. 11.8). Расход свежего пара на турбину определяем по (11.19):

$$D_0 = \frac{3600 \cdot 1000 \cdot 10^3}{595,210 \cdot 0,992 \cdot 0,989} = 6164,875 \cdot 10^3 \text{ кг/ч.}$$

Погрешность предварительной оценки расхода пара на турбину составляет:

$$\delta D_0 = \frac{6164,875 \cdot 10^3 - 6144,00 \cdot 10^3}{6164,83 \cdot 10^3} \cdot 100 = 0,34 \, \%.$$

Удельный расход пара на турбину по (11.21)

$$d_0 = \frac{6164,875 \cdot 10^3}{1000 \cdot 10^3} = 6,16 \text{ кг/(кВт·ч).}$$

Определяем значения потоков пара и воды, выраженные в долях D_0 , 10^{-3} кг/ч: $D_1 = 336,17$; $D_2 = 316,75$; $D_{п3} = 103,51$; $D_4 = 169,47$; $D_{п4} = 221,38$; $D_{п5} = 162,88$; $D_{п6} = 180,26$; $D_7 = 163,74$; $D_{к7} = 3061,66$; $D_8 = 520,38$; $D_{п8} = 242,28$; $D_{п9} = 303,07$; $D_{п10} = 6164,875$; $D_{п11} = 6226,524$; $D_{д12} = 98,638$; $D'_{п12} = 16,15$; $D'_{п13} = 45,50$; $D_{с14} = 49,32$.

Энергетические показатели энергоблока:

1. Полный расход теплоты на турбоустановку по (11.71)

$$Q_{ту} = 6164,875 \cdot 10^{-3} (2776 - 964) + 16,15 \cdot 10^{-3} (2762 - 964) + 45,50 \cdot 10^{-3} (695 - 964) - 98,638 \cdot 10^{-3} (964 - 167,5) = 11108,986 \text{ ГДж/ч.}$$

2. Эффективная мощность приводной турбины ПН по (11.25)

$$N_{е\text{тп.п.н}} = \frac{6226,524 \cdot 10^3 \cdot 1,1(9,6 - 0,65)}{3600 \cdot 0,83} = 20\,515 \text{ кВт.}$$

3. Расход теплоты турбоустановки на выработку электроэнергии

$$Q_{ту}^3 = Q_{ту} - Q_{от} - Q_{с.н} = 11108,986 - 250 - 97,752 = 10761,234 \text{ ГДж/ч;}$$

$$Q_{с.н} = D_{с.н} h_3 - D'_{с.н} h'_{с.н} = 49,32 \cdot 10^{-3} \cdot 2531 - 0,9 \cdot 49,32 \cdot 10^{-3} \cdot 610 = 97,752 \text{ ГДж/ч.}$$

4. Удельный расход теплоты турбоустановки на выработку электроэнергии

$$q_{ту}^3 = \frac{Q_{ту}^3}{N_3 + N_{е\text{тп.п.н}}} = \frac{10761,234 \cdot 10^6}{1000 \cdot 10^3 + 20515} = 10\,545 \text{ кДж/(кВт·ч).}$$

5. КПД турбоустановки по выработке электроэнергии

$$\eta_{ту}^3 = 3600/q_{ту}^3 = 3600/10\,545 = 0,34139.$$

6. Абсолютный электрический КПД турбоустановки

$$\eta_{ту}^2 = 3600 N_3 / Q_{ту} = 3600 \cdot 1000 \cdot 10^3 / 11108,986 \times 10^6 = 0,32406.$$

7. Тепловая нагрузка парогенераторов АЭС по (11.76)

$$Q_{\text{пр}} = 6264,875 \cdot 10^{-3} (2778,8 - 964) + 61,65 \cdot 10^{-3} \times \\ \times (1236 - 964) = 11204,784 \text{ ГДж/ч.}$$

8. КПД транспорта теплоты второго контура энергоблока АЭС

$$\eta_{\text{тр}}^{\text{II}} = Q_{\text{ту}} / Q_{\text{пр}} = 11108,986 \cdot 10^6 / 11204,784 \times \\ \times 10^6 = 0,99145.$$

9. КПД энергоблока АЭС брутто

$$\eta_{\text{с}} = \eta_{\text{р}} \eta_{\text{тр}}^{\text{I}} \eta_{\text{тр}}^{\text{II}} \eta_{\text{ту}}^{\text{а}} = 0,99 \cdot 0,995 \cdot 0,985 \times \\ \times 0,99145 \cdot 0,32406 = 0,31174.$$

10. Тепловая мощность реактора

$$Q_{\text{р}} = N_{\text{э}} / \eta_{\text{с}} = 1000 / 0,31174 = 3207,801 \text{ МВт.}$$

11. КПД энергоблока АЭС нетто

$$\eta_{\text{с}}^{\text{н}} = \eta_{\text{с}} (1 - \varepsilon_{\text{с.н}}) = 0,31174 (1 - 0,06) = 0,29307.$$

12. Удельный расход выгоревшего ядерного топлива

$$b_{\text{я.т}} = 0,054 / \eta_{\text{с}} = 0,054 / 0,31174 = 173 \text{ г/(МВт} \cdot \text{ч).}$$

13. Годовая потребность энергоблока АЭС в ядерном топливе по (11.82) и (2.42)

$$B_{\text{Г}} = \frac{Q_{\text{р}} T_{\text{уст}}}{24K} = \frac{3207,801 \cdot 7000}{24 \cdot 40 \cdot 10^3} = 23,390 \text{ т/год.}$$

11.7. Методика расчета тепловой схемы на электронной вычислительной машине

Общие положения. В зависимости от цели расчета тепловой схемы возникает необходимость рассмотрения и анализа определенного числа вариантов. Цели могут быть весьма разнообразны: выбор вида и параметров схемы, анализ изменений в ее структуре, анализ режимов работы турбоустановки, оптимизация элементов тепловой схемы и др.

При проектировании ТЭЦ число расчетных вариантов возрастает во много раз из-за необходимости анализа работы турбоустановки по тепловому графику в отопительный сезон и электрическому графику в летний период.

«Ручной» расчет одного варианта тепловой схемы современной мощной турбоустановки требует значительной затраты инженерного труда и времени. Это вызвано чрезвычайным усложнением тепловых схем (применение промежуточного перегрева пара, паротурбинного привода питательных насосов и воздуходувок, паровых котлов под наддувом, охладителей пара и конденсата в регенеративных подогревателях, увеличение числа регенеративных и теплофикационных отборов). Кроме того, возросшие требования экономии топлива и повышения КПД турбоустановок приводят к необходимости совершенствования не только структуры схемы в целом, но и отдельных ее элементов. Так возникает

задача комплексной оптимизации тепловой схемы турбоустановки по энергетическим, а также технико-экономическим показателям, основой которой является расчет схемы. Проведение таких расчетов с применением ЭВМ потребовало видоизменения принятой методики «ручного» ее расчета и, в частности, использования приемов вычислительной математики. Особенностью расчета тепловой схемы турбоустановки является обилие исходной информации, большая часть из которой не выражается аналитическими зависимостями и может быть представлена в виде таблиц или уравнений высокого порядка, разработанных специально для использования в расчетах на ЭВМ. Таким образом, форма исходной информации (особенно это касается теплофизических свойств водяного пара и воды) полностью отличается от «ручного» расчета.

В настоящее время многовариантные расчеты тепловых схем в институтах, проектных организациях и на паротурбинных заводах выполняются с использованием ЭВМ. При составлении алгоритма расчета тепловой схемы возможны различные подходы в зависимости от поставленной цели: провести поверочные расчеты заданной тепловой схемы; определить и организовать наиболее экономичный режим работы ТЭС с различными типами турбин; оптимизировать структуру тепловой схемы и характеристики тепломеханического оборудования.

Расчет тепловой схемы заключается в составлении и решении сложной системы линейных и нелинейных алгебраических уравнений, т. е. является одной из задач математического моделирования в энергетике. При этом значительная часть параметров и показателей не выражается аналитическими зависимостями, а представляется в виде табличных данных. Некоторые величины задаются в виде исходных постоянных, но большая их часть является переменными, подлежащими определению в результате расчета. Большое число элементов схемы (десятки) и переменных величин (сотни) определяют высокий порядок системы уравнений. Методы расчета тепловой схемы при использовании ЭВМ могут отличаться от «ручных» методов ее расчета, хотя частично могут и совпадать.

При «ручном» расчете тепловой схемы новой паротурбинной энергоустановки предварительно выбирают параметры пара и воды, а система уравнений теплового баланса регенеративных подогревателей решается последовательно однозначно по таким участкам: регенеративные подогреватели высокого давления; деаэратор; регенеративные подогреватели низкого давления. При расчете на ЭВМ одновременно с расчетом тепловых ба-

лансов подогревателей определяют параметры в точках отборов.

Тепловые балансы подогревателей выражаются уравнениями вида

$$\sum_{m=0}^k D_x^{вх} h_m^{вх} = \sum_{m=0}^l D_n^{вых} h_n^{вых} + Q_{пот},$$

где D — массовый расход; h — энтальпия потока; $Q_{пот}$ — потери теплоты данного подогревателя; индексы «вх» и «вых» относятся к входящим и выходящим потокам пара и воды; m и n — текущие индексы $k+1$ входящих и $l+1$ выходящих потоков.

При «ручном» расчете в таком виде выражают уравнения теплового баланса подогревателей смешивающего типа, а также смесителей. Эти уравнения дополняют уравнениями материального баланса.

При расчете тепловой схемы на ЭВМ для более эффективного использования ее оперативной памяти также целесообразно систему уравнений распределить на подсистемы и каждую подсистему решать отдельно с последующей увязкой решения.

Уравнения состояния воды и водяного пара. Ограничения памяти ЭВМ вызывают значительные трудности при использовании обширных табличных данных для определения параметров водяного пара и воды. Один из упрощающих приемов заключается в замене полных таблиц сокращенными, состоящими из узловых точек. Промежуточные значения параметров по этим узловым точкам определяются методами линейной или квадратичной интерполяции.

Экономии памяти машины и времени расчета способствует применение уравнений состояния воды и водяного пара, разработанных специально для использования в теплоэнергетических расчетах. Такие нелинейные алгебраические уравнения состояния выражают в явном или неявном виде зависимости энтальпии, энтропии и удельного объема от температуры и давления пара. Они выводятся путем аппроксимации с достаточной степенью точности соответствующих табличных данных. Удобными для расчета являются, в частности, уравнения состояния, имеющие вид полиномов разных степеней — функций основных параметров (давления и температуры). Эти полиномы легко программируются по схеме Горнера:

$$y = \sum_{j=0}^n a_j x^j = \{[(a_n x + a_{n-1}) x + a_{n-2}] x + \dots + a_1\} x + a_0.$$

В разное время использовались и продолжают использоваться интерполяционные

уравнения состояния МЭИ, ВТИ, Юзы, Шмидта, Хотеса и др., которые дают удовлетворительную точность, совпадения с нормативными данными почти для всех областей параметров за некоторым исключением. Нормативными данными в СССР с 1969 г. считаются «Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара» М. П. Вукаловича и др., рассчитанные с помощью международной системы уравнений состояния. Система уравнений, предназначенная для программирования для ЭВМ, очень сложна, ее уравнения содержат полиномы высокой степени (с общим числом констант порядка 250) и благодаря этому охватывают широкую область параметров состояния и обладают высокой точностью. На практике при расчете тепловых схем современных турбоустановок и их элементов приходится иметь дело с параметрами воды и водяного пара в довольно ограниченных пределах по сравнению с обширной областью, описанной международными уравнениями. Например, в настоящее время в энергетике не применяется перегретый пар с параметрами выше 600 °С, 30 МПа, соответствующие ограничения можно сделать для насыщенного пара и питательной воды. Поэтому для экономии оперативной памяти и машинного времени целесообразно использовать упрощенные уравнения, описывающие свойства воды и водяного пара в области рабочих параметров.

В целом система уравнений тепловой схемы решается на ЭВМ итеративными методами (комбинацией методов Зейделя, простой итерации, хорд, половинного деления и т. д.). При этом для первого приближения необходимо задаваться значениями отборов на подогреватели.

В случае явной зависимости одних параметров состояния (например, h , S) от других (например, p и t) для определения параметров пара в местах отбора его из турбин на подогреватели (для построения процесса работы пара) приходится определять температуру из уравнения $h=f(p, t)$ или $S=\varphi(p, t)$. Для определения корня t этих уравнений при известных значениях h и S или p и S вначале отделяется корень путем прохождения интервала изменения t с определенным шагом Δt (например, равным 10 °С), а затем уточняется значение корня t обычно методом хорд.

Некоторые характеристики элементов схемы (КПД отсеков проточной части турбины, перепады давления в ступенях турбины, потери мощности электрического генератора и др.) при переходе от одного варианта к другому могут изменяться, поэтому их следует задавать в табличном виде с последующей

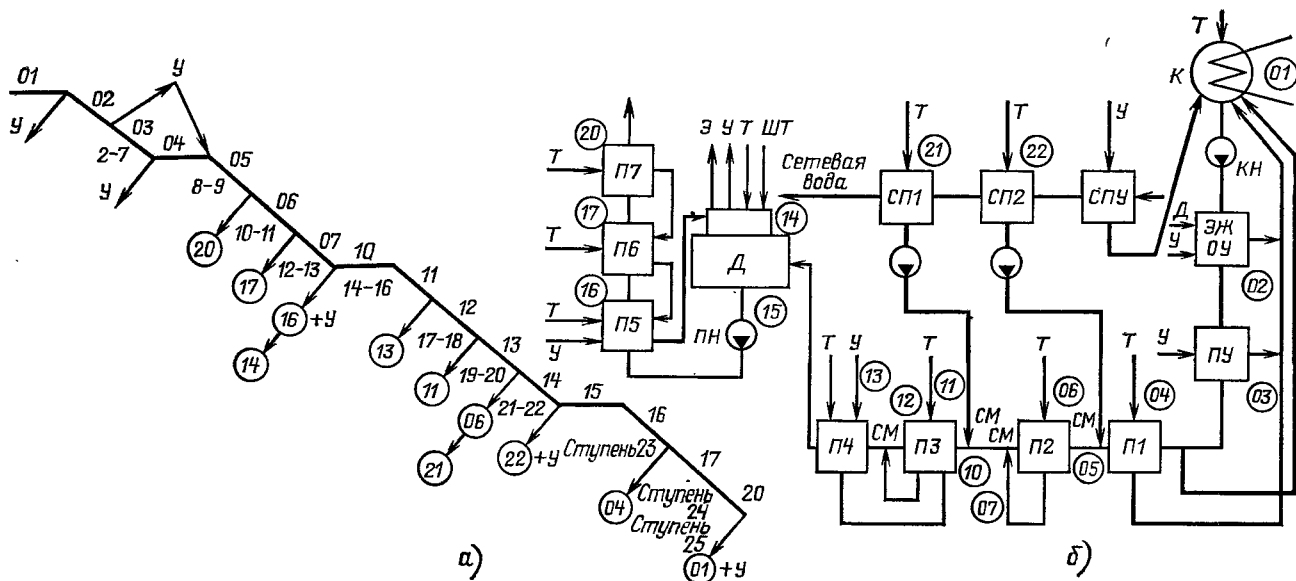


Рис. 11.20. Процесс работы пара (а) и тепловая схема (б) турбоустановки для расчета на ЭВМ. Цифры в кружках обозначают порядковый номер теплообменника и насоса в восьмеричной системе. Цифры 01, 02,, 20 в восьмеричной системе на схеме процесса обозначают номера отсеков турбины. Кроме того, рядом с обозначением отсека турбины приводятся номера ступеней, входящих в состав данного отсека, например 8—9 или 14—16

линейной интерполяцией в ходе расчета (аппроксимация аналитическими выражениями малоэффективна). Линейная интерполяция производится по уравнению

$$y = y_0 + \frac{y_1 - y_0}{x_1 - x_0} (x - x_0),$$

где x_0, x_1, y_0, y_1 — значения аргументов и табличных функций в двух соседних узловых точках, между которыми находятся промежуточные значения x и y .

Алгоритм и программа расчета тепловой схемы. Алгоритм и программу расчета тепловой схемы целесообразно строить по блочному принципу, выделяя стандартную часть, к которой относят блоки: расчета параметров пара; интерполяции табличных данных; определения корней алгебраических уравнений и т. п. Помимо этой стандартной части, используется общая библиотека стандартных подпрограмм: трансляция с входного языка данных; обращение к внешним запоминающим устройствам; печать результатов расчета и др.

Основные блоки программы расчета тепловой схемы таковы:

- 1) ввод исходной информации; ее переработка и проверка вводимой информации;
- 2) решение подсистемы уравнений для определения параметров пара в отборах турбины (рис. 11.20, а);
- 3) решение подсистемы уравнений материального и теплового баланса подогревателей

лей для определения отборов пара на подогреватели и неизвестных параметров воды;

4) пересчет расходов пара по отсекам турбин, давлений в отсеках, расчет мощности турбин и удельного расхода теплоты;

5) печать результатов расчета (наиболее удобно печать результатов расчета осуществлять в виде отдельных таблиц).

Расчетная схема показана на рис. 11.20, б.

Составление и отладка программы многовариантных расчетов — трудоемкий процесс. При исследовании вариантов тепловых схем структура их может изменяться. При многократных изменениях числа элементов схемы и их взаимосвязи нецелесообразно изменять программу. Удобнее ввести в исходную информацию специальные условные числа (коды), определяющие число элементов (отсеков, турбин, подогревателей и др.), их основные характеристики и взаимосвязь. Эти коды составляют основу логической информации, отсутствующей при «ручных» расчетах.

Логическую информацию о составе тепловой схемы, характеристике и взаимосвязи ее элементов можно представить так же, используя метод графов и матриц. Каждый элемент расчетной схемы при этом должен иметь свой порядковый номер; пример нумерации элементов расчетной схемы турбоустановки Т-100-130 ТМЗ был приведен на рис. 11.20, б. Алгоритм и программа расчета должны быть в достаточной мере универсальными, т. е. отвечать числу и характеру вариантов.

Программу расчета целесообразно хранить на накопителях магнитных дисков и вызывать блоками и частями в оперативную память по ходу расчета. При расчете тепловых схем необходимый эффект достигается лишь при использовании ЭВМ, технические характеристики которых по быстродействию и памяти не уступают характеристикам ЭВМ типа ЕС ЭВМ с операционной системой ОС—ЕС ЭВМ.

При использовании ЭВМ указанного класса расчет одного варианта тепловой схемы турбоустановки типа К-300-240 продолжается 30 с. Серии расчетов ряда (нескольких десятков) вариантов подобной тепловой схемы предшествует подготовка исходных данных с заполнением бланков специально разработанной формы; эта операция может потребовать затраты времени, исчисляемой одним-двумя десятками часов.

Изложенный выше подход к составлению алгоритма и программы расчета тепловой схемы — не единственный. В настоящее время существует ряд программ, которые используются турбостроительными заводами и проектными организациями. В соответствии с конкретными целями расчета математическая модель тепловой схемы сочетается с моделями отдельных узлов турбоустановки и элементов схемы и их взаимосвязи.

Разработанные в СССР алгоритмы и программы позволяют выполнить расчеты тепловых схем как конденсационных, так и более сложных теплофикационных турбоустановок.

Глава двенадцатая

ВЫБОР ОБОРУДОВАНИЯ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

12.1. Выбор мощности электростанций и единичной мощности энергоблоков

Мощности проектируемых электростанций выбираются на основе технико-экономических расчетов, сопоставления вариантов с учетом плотности графиков потребления электроэнергии, топливной базы, условий водоснабжения, экологии. Мощность электростанции определяется также единичной мощностью энергоблоков, которые уже выпускаются серийно. Так, были запроектированы электростанции из восьми энергоблоков по 500 МВт на экибастузском каменном угле в районе добычи угля в открытом карьере с передачей электроэнергии в центр страны. Другим примером являются сооружаемая электростанция Сургутская ГРЭС-2 в составе шести энергоблоков по 800 МВт для работы на попутном газе и несколько аналогичных ГРЭС в районе Тюмен-

Для оптимизации структуры и параметров тепловой схемы с целью достижения максимума тепловой экономичности (минимума удельного расхода теплоты) при расчетах на ЭВМ используются методы нелинейного программирования; покоординатного спуска; градиентные; наискорейшего спуска и др. Эти методы позволяют значительно уменьшить объем расчетов при движении к оптимальному решению в направлении антиградиента или в покоординатном направлении с оптимальным шагом, полученным путем аппроксимации направления движения степенным полиномом. В качестве минимизируемого функционала рассматривается удельный расход теплоты q , определяемый по программе вариантного расчета описанного выше типа.

Применение ЭВМ в теплоэнергетических расчетах не ограничивается тепловыми схемами электростанций. Их используют также в тепловых, гидравлических и механических расчетах теплоэнергетического оборудования электростанций. Совместная оптимизация тепловых схем и элементов оборудования имеет целью достижение минимума расчетных затрат по тепловой электростанции. Методы такой комплексной технико-экономической оптимизации профиля и параметров тепловых электростанций и их элементов с использованием ЭВМ разработаны и применяются отечественными институтами (Центральный котлотурбинный институт, Сибирский энергетический институт АН СССР и др.).

ского Севера для электроснабжения предприятий по добыче нефти и газа.

При выборе единичной мощности энергоблоков надо сравнивать возможные варианты по расчетным затратам с учетом затрат на аварийный резерв мощности в энергосистеме, обеспечивающий заданный уровень надежности электроснабжения. При сопоставлении вариантов надо учитывать исходную энергосистему или даже ЕЭС. В этом случае энергосистема состоит из разнотипных энергоблоков.

Расчетная надежность электроснабжения равна единице минус отношение расчетного недоотпуска электроэнергии за год к расчетному годовому потреблению электроэнергии. Недоотпуск электроэнергии обусловлен отказами оборудования электростанций или линий электропередачи.

Отказом в работе называется событие, заключающееся в нарушении работоспособности

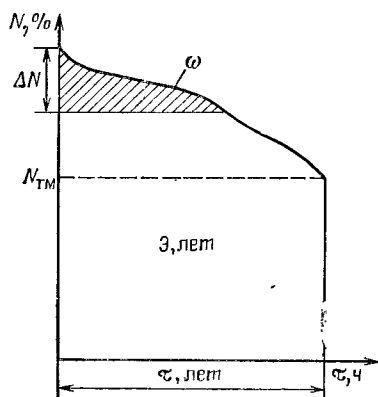


Рис. 12.1. Недоотпуск электроэнергии ω при выпадении мощности ΔN

оборудования электростанций, электрической и тепловой сетей энергосистемы. Отказы в зависимости от характера нарушения, степени повреждения и недоотпуска электрической и тепловой энергии учитываются как аварии, отказы в работе I степени, потребительские нарушения (см. гл. 19).

Аварии делятся на станционные, электросетевые, теплосетевые и системные. Расследование и учет отказов и аварий регламентированы инструкцией Минэнерго СССР.

При выходе из строя мощности ΔN недоотпуск электроэнергии происходит главным образом в часы пиковой нагрузки и притом незначительный, что видно из суточного графика электрической нагрузки. Годовой недоотпуск электроэнергии из-за выхода из строя мощности ΔN показан на годовом графике продолжительности электрической нагрузки (рис. 12.1), этот недоотпуск соответствует площади ω . Значение ω может быть подсчитано по известной ΔN . Годовой график электрической нагрузки можно приближенно описать аналитической формулой, сходной с описанием графика тепловых нагрузок (см. гл. 8). Разделив величину ω на $\mathcal{E}_{\text{год}}$, получим

$$\bar{\omega} = \frac{\omega}{\mathcal{E}_{\text{год}}} = a \left(\frac{\Delta N}{N_c} \right)^{\frac{1}{\lambda} + 1}, \quad (12.1)$$

$$\text{где} \quad a = \frac{1}{f(1/\lambda + 1)(1 - f_0)^{1/\lambda}}. \quad (12.2)$$

Недоотпуск электроэнергии из-за отказов оборудования может быть компенсирован вводом в действие аварийной резервной мощности энергосистемы. Относительное значение аварийного резерва в энергосистеме при равной надежности электроснабжения зависит от мощности энергосистемы, от единичных мощностей турбин, от надежности оборудования.

Разберем методику оценки аварийного резерва в энергосистеме при принятом уровне надежности электроснабжения. Количественно

надежность оборудования характеризуется коэффициентом готовности по времени:

$$K_{\text{гот}} = \tau_{\text{раб}} / (\tau_{\text{раб}} + \tau_{\text{ав}}). \quad (12.3)$$

Здесь $\tau_{\text{раб}}$ — время исправной работы оборудования в течение года, ч; $\tau_{\text{ав}}$ — время аварийного простоя в течение года, затрачиваемое на восстановительный ремонт, ч.

Применяется также характеристика, называемая *аварийностью*:

$$q = \tau_{\text{ав}} / (\tau_{\text{раб}} + \tau_{\text{ав}}). \quad (12.4)$$

Очевидно, что $K_{\text{гот}} + q = 1$.

Если в энергосистеме имеется n одинаковых энергоблоков, можно написать

$$K_{\text{гот}}^{\text{бл}} + q_{\text{бл}} = 1,$$

или

$$(K_{\text{гот}}^{\text{бл}} + q_{\text{бл}})^n = 1. \quad (12.5)$$

Из (12.5) получаем выражение вероятности выхода из строя нескольких блоков m из их общего числа n :

$$q_n^m = \frac{n!}{m!(n-m)!} q_{\text{бл}}^m (K_{\text{гот}}^{\text{бл}})^{n-m}. \quad (12.6)$$

По оценкам значений $q_{\text{бл}}$ или $K_{\text{гот}}^{\text{бл}}$ можно подсчитать значения q_n^m для разных значений m .

Наступление отказов оборудования носит случайный, вероятностный характер. Поэтому математическая теория надежности базируется на теории вероятности и мы говорим о вероятном недоотпуске электроэнергии из-за отказов оборудования, который равен $\bar{\omega}_1 q_n^1$, $\bar{\omega}_2 q_n^2$ и в сумме $\sum_{i=1}^n \bar{\omega}_i q_n^i$.

Рассчитав значения вероятного недоотпуска при одновременном отказе разного числа энергоблоков, построим интегральную кривую вероятностного аварийного недоотпуска электроэнергии. Поскольку с ростом m вероятность одновременного отказа блоков резко снижается, произведение $\bar{\omega}_i q_n^i$ быстро уменьшается и кривая достигает насыщения и переходит в прямую. На рис. 12.2 показаны интегральная кривая вероятного недоотпуска электроэнергии для энергосистемы с блоками 200 МВт при одинаковой готовности блоков и графический метод определения аварийного резерва по заданному расчетному недоотпуску электроэнергии.

Чем выше мощность энергосистемы, тем меньший процент аварийного резерва требуется для обеспечения той же надежности электроснабжения.

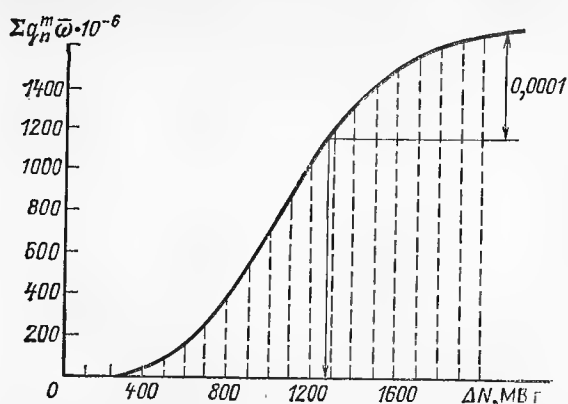


Рис. 12.2. Интегральная кривая вероятного годового недоотпуска электроэнергии

При возникновении системных аварий возможно возникновение дефицита мощности (например, при отключении сильно нагруженных линий электропередачи) и падение частоты. Падение частоты в подобной аварийной ситуации тормозится механической инерцией вращающихся масс турбин и генераторов, саморегулированием потребителей (снижение потребления при снижении частоты) и реализацией вращающегося резерва на ТЭС. Способность мгновенно реализовать часть вращающегося резерва характеризует мобильность ТЭС. При снижении частоты в энергосистеме ниже установленного уровня должна действовать автоматическая частотная разгрузка (АЧР).

Сопоставление вариантов ведется по значению расчетных затрат

$$З_{\text{год}} = B_{\text{год}} \zeta_t + k N_{\text{уст}} (p_n + p_k) + k_{\text{рез}} N_{\text{л.рез}} (p_n + p_k) + \Delta \mathcal{E}_{\text{з.э.}}$$

где $N_{\text{л.рез}}$ — мощность дополнительного аварийного резерва; $k_{\text{рез}}$ — удельные капиталовложения в резервную мощность; $\Delta \mathcal{E}$ — дополнительная выработка электроэнергии для приведения вариантов к равному ее отпуску (см. § 19.4).

В случае разнотипных энергоблоков (12.6) записывается в виде

$$q_{n_1 n_2 \dots n_j}^{m_1 m_2 \dots m_j} = \prod_i \frac{n_i!}{m_i! (n_i - m_i)!} q_i^{m_i} p_i^{(n_i - m_i)}.$$

В этом случае интегральная кривая недоотпуска электроэнергии строится с учетом возможных комбинаций отказов разных типов и разного числа энергоблоков.

12.2. Выбор паровых котлов ТЭС блочной структуры и основных агрегатов ТЭС

На крупных паротурбинных электростанциях с промежуточным перегревом пара устанавливают, как правило, моноблоки.

На электростанциях СССР ранее устанавливали дубль-блоки, однако опыт эксплуатации не выявил их преимуществ по сравнению с моноблоками.

На моноблоках применяют однокорпусные паровые котлы. В настоящее время такие паровые котлы устанавливают на энергоблоках Советского Союза вплоть до мощности 1200 МВт на газомазутном топливе. За рубежом также применяют, как правило, моноблоки с однокорпусными паровыми котлами, за единичными исключениями (например, на ТЭС).

Паропроизводительность паровых котлов энергоблока выбирают по максимальному расходу пара на турбинную установку с запасом 3 %, учитывая гарантийный допуск, возможное ухудшение вакуума, снижение параметров пара в допустимых пределах, потери пара на пути от парового котла к турбине.

Параметры пара паровых котлов выбирают с учетом потерь давления и температуры при транспорте его, при начальных параметрах пара перед турбиной 12,7 МПа, 560 °С или 23,5 МПа, 540 °С, у паровых котлов они равны соответственно 13,7 МПа, 565 °С и 25 МПа, 545 °С.

Тип теплофикационных турбин выбирают, исходя из энергетических нагрузок, вида, параметров и режимов теплового потребления.

На ТЭС с отопительной нагрузкой в городах без промышленных потребителей устанавливают турбины типа Т с отопительными отборами. На ТЭС промышленных предприятий применяют турбины типа ПТ с двумя теплофикационными отборами — промышленным и отопительным; для покрытия постоянной тепловой нагрузки возможно применение турбин типа Р с противодавлением. Отопительный отбор турбин ПТ используют для местных систем отопления, а также для внутренних нужд ТЭС — подогрева добавочной воды, обратного конденсата от тепловых потребителей и др. В районах с развитым промышленным и тепловым потреблением сооружают ТЭС смешанного типа с турбинами типов ПТ, Р и Т (рис. 12.3).

Число турбин каждого типа зависит от размеров и параметров теплового потребления. Набор таких турбин определяют предварительно по оценочным приближенным расчетам и уточняют в результате детальных расчетов тепловой схемы.

Мощность турбоагрегатов ТЭС в энергосистемах принимают возможно более крупной с учетом перспективы развития тепловых нагрузок района и потребления электроэнергии.

Турбины с противодавлением предназначены для покрытия базовой части производственной нагрузки и применяются вместе с

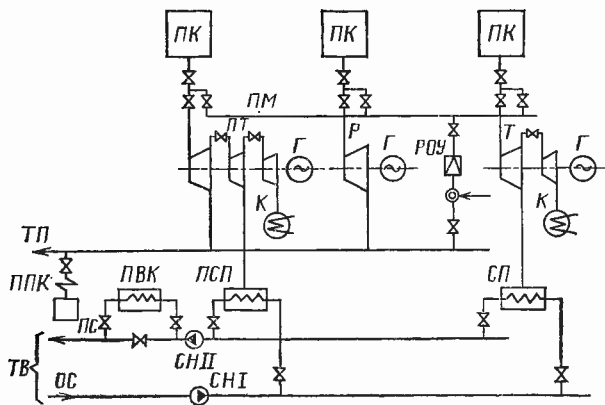


Рис. 12.3. Принципиальная схема теплоэлектроцентрали с турбинами типов ПТ, Р и Т:

ПМ — переключаемая магистраль; РОУ — редукционно-охладительная установка; ПК — пиковый паровой котел; ТП — к паровому потребителю; ТВ — теплота с горячей водой; ПС и СП — подающая и обратная магистрали тепловой сети; СНП — сетевой подогреватель; ПСП — пиковый сетевой подогреватель; СНП, СНП — сетевые насосы I и II подъёмов; ПВК — пиковый водогрейный котел

турбоагрегатами с регулируемыми отборами и конденсацией, устанавливаемыми на данной ТЭЦ в первую очередь.

Турбоагрегаты изолированной ТЭЦ выбирают так, чтобы при выходе из строя наиболее крупного из них было обеспечено покрытие электрических и тепловых нагрузок с учетом допускаемого потребителями регулирования.

ТЭЦ в энергосистеме не должна, как правило, иметь электрический резерв, его целесообразно устанавливать на конденсационных электростанциях с лучшими условиями водоснабжения и др.

При выходе из работы энергоблока ТЭЦ или парового котла ТЭЦ неблочной структуры остальные энергоблоки и агрегаты вместе с пиковыми котлами должны обеспечить максимально длительный отпуск пара на производство и средний за наиболее холодный месяц отпуск теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение. Снижение электрической мощности ТЭЦ неблочной структуры допускается при этом на мощность наиболее крупного турбоагрегата. При необходимости круглогодичного ремонта паровых котлов ТЭЦ неблочной структуры в качестве ремонтного резерва рекомендуются пиковые котлы.

Паровые котлы с естественной циркуляцией (баранного типа) применяют, в частности, на ТЭЦ с докритическими параметрами пара (а также на КЭС, использующих для охлаждения конденсаторов морскую воду).

ТЭЦ блочной структуры на газомазутном топливе с промежуточным перегревом пара и турбинами Т-250-240 выполняли первоначально с дубль-блоками, в дальнейшем — с моноблоками. ТЭЦ с начальным давлением пара

12,7 МПа без промежуточного перегрева пара выполняют в СССР преимущественно неблочной структуры.

Если относительное допустимое снижение нагрузки паровых котлов при выпадении одного из них на ТЭЦ неблочной структуры составляет

$$\alpha = D_{\text{доп}}/D_{\text{м}},$$

где $D_{\text{доп}}$ — допустимая, сниженная, а $D_{\text{м}}$ — максимальная нагрузка паровых котлов, то соответствующее число рабочих паровых котлов паропроизводительностью $D_{\text{п.к}}$ определится из соотношений

$$z D_{\text{п.к}} = D_{\text{м}};$$

$$(z-1) D_{\text{п.к}} = D_{\text{доп}};$$

отсюда

$$(z-1)/z = D_{\text{доп}}/D_{\text{м}} = \alpha$$

и

$$z = 1/(1-\alpha);$$

значениям $\alpha = 0,8$ или $0,9$ соответствуют числа паровых котлов $z = 1/(1-0,8) = 5$ или $z = 1/(1-0,9) = 10$. Очевидно, величина $1-\alpha = \alpha_{\text{п.к}}$, т. е. равна производительности одного парового котла, отнесенной к максимальной паровой нагрузке установки, принятой за единицу:

$$z = 1/(1-\alpha) = 1/\alpha_{\text{п.к.}}$$

Таким образом, допустимое снижение паровой нагрузки до $0,8$ или $0,9$ максимальной означает, что относительная производительность одного парового котла составляет соответственно $0,2$ или $0,1$ полной нагрузки, т. е. их число равно соответственно 5 или 10 , как это определено выше.

Отпуск пара внешним потребителям можно резервировать установкой соответствующих паровых котлов низкого давления, а отпуск теплоты для отопления — установкой пиковых водогрейных котлов (рис. 12.3).

На ТЭЦ неблочного типа применяют преимущественно секционные схемы, при которых каждая турбина снабжается паром из одного или двух паровых котлов. Установка одного парового котла в секции экономичнее, однако может потребовать для обеспечения надежного теплоснабжения применения резервных паровых котлов низкого давления или водогрейных котлов.

Целесообразна установка на данной ТЭЦ одинаковых паровых котлов. Отсюда следует, что на ТЭЦ с секционной или блочной схемой расход пара на различные теплофикационные турбины должен быть одинаковым. Таким образом, теплофикационные турбины данных параметров пара нужно унифицировать по расходу пара из них. Такой принцип унифика-

ции теплофикационных турбин применяется для ТЭЦ Советского Союза. Так, новейшие теплофикационные турбины с начальным давлением пара 12,7 МПа типов Р-100, ПТ-135 и Т-175 рассчитаны на пропуск пара около 760 т/ч и могут обслуживаться двумя паровыми котлами по 420 т/ч или одним 800 т/ч.

Электрическая мощность таких унифицированных по расходу свежего пара турбин может отклоняться от шкалы мощностей электрических генераторов, принятой для конденсационных турбин (150/160—200/210—300 и т. д.), однако изменение мощности современного электрогенератора не вызывает серьезных трудностей и часто достигается изменением системы его охлаждения и сечения токоведущих элементов.

Редукционно-охладительные установки (РОУ) на ТЭЦ применяют для резервирования отпуска производственного пара одной турбиной данного типа. РОУ для резервирования отопительных отборов турбины не устанавливают.

12.3. Выбор вспомогательного оборудования

ТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ

Выбор насосов

Питательные насосы являются важнейшими из вспомогательных машин паротурбинной электростанции; их рассчитывают на подачу питательной воды при максимальной мощности ТЭС с запасом не менее 5 %.

В отечественных энергоблоках с давлением пара 13,0 МПа, мощностью 150/160 и 200/210 МВт применяют питательные *электронасосы*; ранее применяли по два рабочих и один резервный в энергоблоке с подачей по 50% полного расхода воды каждый, в настоящее время — один рабочий и один резервный (в запасе на складе) в энергоблоке, каждый на 100 % полного расхода воды, или 2 по 50% без резерва. Соответственно выбирают и бустерные (предвключенные) насосы, также с электроприводом.

В энергоблоках с давлением пара 24,0 МПа, мощностью 300 МВт в Советском Союзе применяют по одному рабочему питательному насосу полной подачи с приводом от паровой турбины с противодавлением и один пускорезервный *электронасос* с гидромuftой на 30—50 % полной подачи.

Для энергоблоков 500, 800 и 1200 МВт устанавливают с целью разгрузки выхлопных частей главных турбин питательные насосы с конденсационной приводной турбиной, по два рабочих турбонасоса, каждый на 50 % полной подачи с резервированием подвода пара к

приводной турбине. Бустерные насосы в этих энергоблоках, а также в новых энергоблоках 300 МВт имеют общий с главным питательным насосом привод от турбины через редуктор.

На ТЭЦ блочной структуры (с турбинами Т-250-240) питательные насосы выбирают аналогично соответствующим конденсационным энергоблокам (300 МВт) — по одному рабочему с приводной турбиной с противодавлением.

На электростанциях неблочной структуры, входящих в энергосистему, общую подачу воды питательными насосами принимают такой, чтобы при выпадении наиболее крупного насоса остальные обеспечивали подачу воды на все установленные паровые котлы при номинальной их паропроизводительности.

При выпадении одного из насосов на ТЭЦ, работающей в энергосистеме, остальные должны обеспечить такую подачу воды, при которой ТЭЦ отпускает полное количество производственного пара, теплоту в количестве, определяемом средней температурой самого холодного месяца, с допустимым снижением электрической нагрузки на мощность одного турбоагрегата.

На изолированных электростанциях неблочной структуры рабочие питательные насосы должны обеспечивать полную подачу воды на все установленные паровые котлы, кроме того, должно быть не менее двух резервных турбонасосов.

Если рабочими приняты турбонасосы, то устанавливается хотя бы один *электронасос* для первоначального пуска электростанции.

Определение давления питательных насосов. В случае установки паровых котлов типа Е (барабанных) с естественной циркуляцией и включения питательного одноподъемного насоса после деаэратора (рис. 12.4) давление

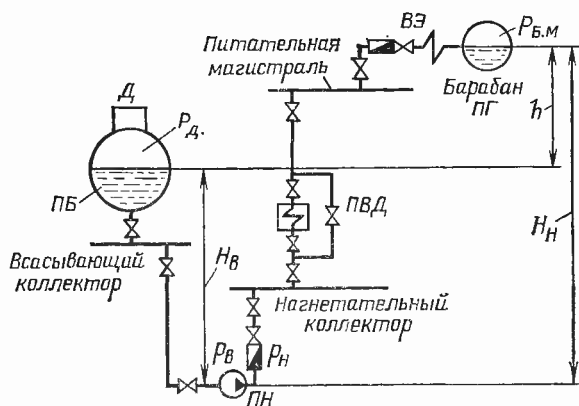


Рис. 12.4. Определение напора питательных насосов электростанции с барабанными паровыми котлами:
ПБ — питательный бак

питательной воды после насоса должно составить, МПа:

$$p_n = p_{б.м} + H_n \rho_n g \cdot 10^{-6} + p_{с.п},$$

где с учетом работы предохранительных клапанов наибольшее допустимое давление в паровом котле $p_{б.м} = (1,05 \div 1,08) p_б$; $p_б$ — рабочее давление в паровом котле, МПа; H_n — высота подъема воды от оси питательного насоса до уровня воды в барабане, м; ρ_n — средняя плотность питательной воды в напорных линиях, кг/м³; $p_{с.п}$ — суммарное гидравлическое сопротивление оборудования (регенеративных подогревателей высокого давления, напорных трубопроводов с арматурой, экономайзера парового котла и др.); g — ускорение свободного падения, м/с². Скоростным напором на входе воды в барабан парового котла пренебрегаем.

Давление воды на входе в питательный насос, МПа, составляет:

$$p_v = p_d + H_v \rho_v g - p_{с.в},$$

где p_d — давление в деаэраторе, МПа; $p_{с.в}$ — гидравлическое сопротивление трубопроводов, подводящих воду из деаэратора к насосу, с арматурой, МПа; H_v — высота уровня воды в деаэраторном баке относительно оси питательного насоса, м. Значение H_v выбирают из условия предотвращения вскипания воды на входе в питательный насос и явлений кавитации в насосе; на современных электростанциях Советского Союза для различных конструкций питательных насосов $H_v \approx 20 \div 25$ м; ρ_v — плотность воды в подводящих трубопроводах, кг/м³.

Если пренебречь скоростными напорами воды на входе в насос и выходе из него, создаваемое им повышение давления, МПа, равно:

$$\begin{aligned} p_{п.л} &= p_n - p_v = p_{б.м} - p_d + H_n \rho_n g \cdot 10^{-6} - \\ &- H_v \rho_v g \cdot 10^{-6} + p_{с.л} + p_{с.в} \approx p_{б.м} - \\ &- p_d + h \rho g \cdot 10^{-6} + p_c, \end{aligned} \quad (12.7)$$

где $h = H_n - H_v$ — высота подъема воды из деаэратора в барабан парового котла, м; ρ — средняя плотность питательной воды в напорной и входной линиях насоса; $p_c = p_{с.л} + p_{с.в}$ — суммарное сопротивление напорного и входного трактов питательной воды, МПа.

При установке *прямоточных паровых котлов* необходимое давление воды на выходе из питательного насоса составляет:

$$p_n = p_{п.к} + p_{с.п.к} + p_{с.н} + H_n \rho_n g \cdot 10^{-6},$$

где $p_{п.к} = p_0 + \Delta p_0$ — давление пара на выходе из парового котла, МПа; p_0 — давление пара перед турбиной; Δp_0 — потеря давления в па-

ропроводе от парового котла до турбины; $p_{с.п.к} \approx 4 \div 5$ МПа — гидравлическое сопротивление парового котла; H_n — высота подъема воды от оси питательного насоса до верхней точки трубной системы парового котла, м; ρ_n — плотность воды в нагнетательном тракте, кг/м³.

Давление воды на входе в насос и повышение давления в насосе определяются аналогично предыдущему.

Конденсатные насосы выбирают в минимальном по возможности числе — один на 100 % или два рабочих по 50 % общей подачи и соответственно один *резервный* (на 100 % или 50 % полной подачи). Общую подачу определяют по наибольшему пропуску пара в конденсатор с учетом регенеративных отборов. Конденсатные насосы теплофикационных турбин выбирают по конденсационному режиму работы с выключенными теплофикационными отборами для внешнего потребителя.

При прямоточных паровых котлах применяют химическое обессоливание конденсата турбины, поэтому устанавливают конденсатные насосы двух ступеней: после конденсатора турбины с небольшим напором и после обессоливающей установки с напором, необходимым для подачи конденсата через поверхностные регенеративные подогреватели низкого давления в деаэратор питательной воды.

При выполнении части ПНД смешивающими (контактными) после них может потребоваться дополнительный перекачивающий насос. Между смешивающими подогревателями перекачивающий насос не требуется, если подогреватель более низкого давления устанавливается выше следующего за ним подогревателя более высокого давления, чем обеспечивается переток воды из одного подогревателя в последующий. К перекачивающим насосам требуются, естественно, резервные насосы.

Насосы охлаждающей воды конденсаторов турбин («циркуляционные») выбирают обычно по одному или по два на турбину. В машинном зале насосы устанавливают индивидуально, обычно по два насоса на турбину, для возможности отключения одного из них при уменьшении расхода воды (в зимнее время). В центральных (береговых) насосных целесообразно укрупнять насосы охлаждающей воды, принимая по одному на турбину.

Важно отметить, что к циркуляционным насосам резерв не устанавливают. Их производительность выбирают по летнему режиму, когда температура охлаждающей воды высокая и требуется наибольшее ее количество. В зимнее время, при низкой температуре воды, расход ее существенно снижается (примерно вдвое), и часть насосов фактически является резервом (один на турбину, например при ин-

двигательной их установке, или один на две турбины при централизованной их установке).

Насосы для питания водой вспомогательных теплообменников (испарители, паропреобразователи, сетевые подогреватели) выбирают преимущественно централизованно на всю электростанцию или часть ее секций в возможно наименьшем числе (один-два рабочих насоса) с одним резервным, имеющим подачу рабочего насоса (при четырех сетевых насосах резервный не устанавливают).

Подпиточных насосов тепловой сети при закрытой системе горячего водоснабжения устанавливают два, при открытой системе — три, включая в обоих случаях резервный насос.

Дренажные (сливные) насосы конденсата из регенеративных подогревателей устанавливают без резерва, при этом выполняют резервную линию каскадного слива дренажа в соседний регенеративный подогреватель более низкого давления.

Конденсатные насосы сетевых подогревателей (и паропреобразователей) выбирают индивидуально, один или два рабочих на турбину, с резервным у сетевого подогревателя нижней ступени, имеющим подачу рабочего насоса (конденсат из этих теплообменников составляет основную часть всего потока питательной воды паровых котлов).

Давление насосов определяют с учетом давления и гидравлических сопротивлений в элементах оборудования и системе трубопроводов.

Давление основных конденсатных насосов турбины, МПа, определяют (без учета динамических напоров) следующим образом:

$$p_{кн} \approx p_d - p_k + h_k \rho_k g \cdot 10^{-6} + p_{с.к},$$

где p_k — давление в конденсаторе турбины; h_k — высота подъема конденсата от уровня его в конденсаторе до уровня в деаэрационном баке, м; ρ_k — средняя плотность конденсата в его тракте; $p_{с.к}$ — общее гидравлическое сопротивление тракта конденсата (регенеративные подогреватели низкого давления, трубопроводы с арматурой).

При включении в тракт конденсата установки химического обессоливания, обычно между конденсатными насосами первого и второго подъемов, определяют в отдельности необходимое давление насосов первого и второго подъемов.

Выбор теплообменников

Регенеративные подогреватели ТЭС устанавливают индивидуально у каждой турбины, без резерва.

Обычно принимают по одному корпусу в каждой ступени подогрева, т. е. применяют

«однониточную» схему подогревательной установки, однако встречаются «двухниточная» и даже «трехниточная» схемы в зависимости от мощности энергоблока и типа ПВД.

Так, первоначально в дубль-блоках 300 и 500 МВт применяли две параллельные группы регенеративных подогревателей высокого давления с половинным пропуском воды через каждую группу.

В дальнейшем в энергоблоках 300 и 500 МВт стали применять по одной группе ПВД, рассчитанных на полный пропуск воды, в энергоблоках 800 и 1200 МВт пока допускается применение двух групп ПВД.

Во всех указанных энергоблоках, за исключением энергоблока с двухвальным турбоагрегатом 800 МВт, применяют по одной группе подогревателей низкого давления.

На ТЭС применяют индивидуальные регенеративные установки с однокорпусными подогревателями, в том числе и в турбоустановке Т-250-240.

Деаэратор питательной воды принимают возможно большей пропускной способности. На энергоблок или секцию, включающую турбоагрегат с обслуживающими его паровыми котлами, устанавливают по одному или по два деаэратора. На ТЭС неблочной структуры предусматривается возможность ремонта одного деаэратора при работе остальных. Объем баков деаэрированной воды рассчитывают на пятиминутный запас воды на ТЭС с блочной структурой и на десятиминутный на ТЭС неблочной структуры при работе с максимальной нагрузкой.

В зависимости от соотношения пропуска воды через деаэратор и нужного объема баков принимают по одному, иногда по два деаэратора на один бак или же по одному деаэратору на два бака, соединенных между собой линиями пара и воды.

Деаэраторы добавочной воды паровых котлов и подпиточной воды тепловой сети выбирают централизованно для всей электростанции и для отдельных ее очередей.

Испарительные установки для возмещения внутренних потерь пара и конденсата устанавливают индивидуально у каждой турбины. Резервных корпусов не применяют.

Многоступенчатые испарительные установки и паропреобразователи, использующие пар из регулируемых отборов турбин, выбирают индивидуально для каждой турбины или централизованно для всей ТЭС или ее очереди (если при централизованной установке можно укрупнить корпус и уменьшить число корпусов). В многоступенчатых испарительных и многокорпусных паропреобразовательных установках целесообразно иметь один резервный корпус.

Сетевые подогреватели ТЭЦ устанавливаются индивидуально у турбин, без резервных корпусов, поскольку они работают только во время отопительного сезона и лишь часть их работает в летнее время, неся бытовую нагрузку горячего водоснабжения. Сетевые подогреватели применяют также на первом и одном из последующих энергоблоков КЭС с пропускной способностью каждой 80% максимальной тепловой нагрузки.

КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Пылеприготовительные установки

Пылеприготовительные установки выполняют преимущественно по индивидуальной системе, обычно с замкнутой, иногда с разомкнутой схемой сушки топлива.

В *замкнутых схемах* уголь подсушивается горячим воздухом в мельнице. Выделенная при подсушке влага в виде водяных паров вводится в топочную камеру; водяные пары смешиваются с газообразными продуктами горения подсушенного топлива, проходят через газоходы парового котла и удаляются из него с общим потоком уходящих газов.

Оборудование пылеприготовления с замкнутой схемой сушки устанавливают индивидуально у каждого парового котла. При сжигании углей с малым выходом летучих (АШ, тощий уголь и др.), требующих тонкого размолла, применяют *тихоходные шаровые барабанные мельницы* (ШБМ) и систему пылеприготовления с промежуточным бункером пыли. Благодаря пылевому бункеру угольные мельницы можно загружать полностью, независимо от нагрузки парового котла. Если бункер заполнен пылью, мельницы можно останавливать, экономя при этом электроэнергию на размол угля. При ШБМ это имеет большое значение, так как энергия расходуется в ШБМ на подъем мелющих шаров и потребляемая ими мощность не зависит практически от расхода топлива. Следовательно, эти мельницы потребляют постоянную мощность, одинаковую при полной нагрузке и холостом ходе, а удельный расход энергии на размол непрерывно снижается с ростом нагрузки.

При использовании мягких бурых углей и каменных углей с относительно большим выходом летучих (более 30%) допускается более грубый помол и применяют *быстроходные молотковые мельницы* (ММ). Мощность, потребляемая этими мельницами, возрастает с увеличением их нагрузки; холостой расход энергии составляет 40—60% полного расхода. Такие мельницы применяют обычно в сочетании с более простой системой пылеприготовления — с *непосредственной подачей пыли в*

топочную камеру, без промежуточного бункера пыли. При длительном снижении нагрузки котла часть этих мельниц выключают.

Мельницы на новых крупных ТЭС выбирают обычно наибольшей имеющейся производительности (50—70 т/ч). На паровой котел производительностью 420 т/ч и более устанавливают две-три шаровые барабанные мельницы общей производительностью, обеспечивающей 110% номинальной нагрузки парового котла, или четыре — восемь (не менее трех) молотковых мельниц; при выходе одной из них оставшиеся должны обеспечить не менее 90% нагрузки парового котла. Влажность пыли выбирается из условия надежной ее текучести, в частности для антрацита и тощего угля — ниже гигроскопической.

Кроме шаровых барабанных и молотковых мельниц за рубежом, а в последнее время и в СССР для размолла каменных углей применяют *среднеходные мельницы*.

Размол мягких бурых углей и торфа производят также в мелющих вентиляторах (МВ). Их применяют на электростанциях, использующих бурые угли.

Шаровые барабанные мельницы (ШБМ) номинальной производительностью 50 т/ч по АШ получили значительное распространение на энергоблоках 200 и 300 МВт для размолла преимущественно АШ.

Мельницы Ш-50А имеют барабан диаметром 3,7 м при длине 8,5 м, допускающий перевозку его по железной дороге в собранном виде. Привод выполнен с косозубыми шестернями шириной 800 мм. Шаровая загрузка равна 100 т. Продолжительность работы достигает 20 000 ч. В новых мельницах типа Ш-50 (ШБМ-400/800) также применяют косозубые шестерни, частота вращения составляет $n=0,76$.

Более крупные мельницы Ш-70 с диаметром барабана 4,0 и длиной 10,0 м для энергоблоков 300 МВт и ШБММ-70 с диаметром барабана 3,4 и длиной 13,6 м для энергоблоков 800 МВт с центральным пылезаводом рассчитаны на производительность 70 т/ч по АШ. Мельницы ШБММ-70 имеют механическую выгрузку угольной пыли.

Крупные *молотковые мельницы* с диаметром ротора 2 м и больше и окружной скоростью до 80 м/с используются, в частности, для энергоблоков 300 и 500 МВт. Эти мельницы (ММТ) 2000/2600/735, 2600/2550/590 и 2600/3350/590 производительностью соответственно 24, 40 и 55 т/ч по экибастузскому углю имеют центробежные сепараторы. Мельницы ММТ 2600/3350/590 выполняют также с инерционным сепаратором производительностью 100 т/ч по сырому назаровскому углю.

Современные молотковые мельницы и их пылесистемы работают с избыточным давлением, создаваемым основным дутьевым вентилятором или вентилятором горячего дутья. Тонина помола регулируется шиберами или створками при постоянном расходе воздуха в пылесистеме.

Продолжительность работы бил при размоле малоабразивных топлив равна 700—1500 ч; при размолу абразивных топлив производительность мельниц снижается примерно на 20%.

Среднеходные мельницы (СМ) изготавливаются производительностью 16 т/ч и разработаны с производительностью 50 т/ч (трехвалковая мельница МВС-240) по каменному углю. При применении износостойких ме-

таллов (чугун 300Х13ГЗМ и др.) срок службы валков и размольных столов достигает 4000 и 6000 ч. Применение СМ для размола каменных углей перспективно, в частности они освоены для паровых котлов с жидким шлакоудалением и прямым вдуванием пыли. Проводится работа СМ в энергоблоке 300 МВт на экибастузском угле. Целесообразно применение также роликовых среднеходных мельниц производительностью 80—100 т/ч по каменному углю.

Расход электроэнергии на пылеприготовление в зависимости от вида угля и типа мельницы составляет, кВт·ч/т:

Вид угля	Тип мельницы		
Каменные угли (ГСШ) . . .	27—30	20—24	16—18
Бурые угли (подмосковный)	14—16	7—10	—

Мельницы-вентиляторы для размола мягких топлив (бурые угли, торф) освоены производительностью до 40 т/ч и разработаны производительностью до 60 т/ч (по лигниту с теплотой сгорания около 5000—6000 кДж/кг) в системе пылеприготовления с газовой сушкой и пылеконцентраторами. Диаметр ротора крупных мельниц-вентиляторов достигает 3,3 м при ширине колеса 0,8 м; частота вращения 490 об/мин, окружная скорость 85 м/с.

В соответствии с Правилами технической эксплуатации электростанций температура сушильного агента на установках с бункерами пыли на выходе из мельницы не должна превышать, °С:

Сушильный агент	Вид угля		
	Тощий	Каменный и бурый	Экибастузский
Воздух	130	70	110
Смесь воздуха с дымовыми газами	—	80	110

В установках с непосредственной подачей пыли (без бункера) эта температура не должна превышать, °С:

Сушильный агент	Вид топлива		
	Тощий уголь	Каменный и бурый уголь	Фрезерный торф
Воздух	130	100	80
Смесь дымовых газов и воздуха	170	140	120

Температура горячего воздуха для подачи в топку пыли не ограничивается, но температура пылевоздушной смеси перед горелками при выходе летучих в каменных углях 15 % и более должна быть не выше 160 °С.

Для антрацитов температура горячего воздуха по условиям взрывобезопасности не ограничивается.

В пылеприготовительных установках контролируются, в частности, бесперебойное поступление топлива в мельницы, уровень пыли в бункерах (не менее 3 м для обеспечения работы питателей); температура пыли в бункерах, исправность предохранительных клапанов.

Тягодутьевые машины

К тягодутьевым машинам относятся *дымососы и дутьевые вентиляторы*. Для паровых котлов с наддувом на газомазутном топливе вместо дутьевых вентиляторов применяют

воздуходувные машины. Дымососы при этом не требуются; их устанавливают пока как резерв на время освоения паровых котлов с наддувом.

Крупный паровой котел оснащают двумя дымососами и двумя дутьевыми вентиляторами. Подача дымовых газов параллельно работающими дымососами и воздуха дутьевыми вентиляторами должна обеспечивать полную производительность парового котла с запасом 10 %. Один дымосос и один дутьевой вентилятор должны обеспечивать не менее половины нагрузки паровых котлов, а при использовании тощего угля или АШ — не менее 70 %, полной нагрузки, при этом коэффициент избытка воздуха в пылеугольной топочной камере обычно выбирают равным 1,15, в циклонных и двухкамерных топках — 1,05—1,10, при газомазутном топливе — 1,05.

Сернистый мазут как основное топливо сжигают с избытком воздуха 1,02—1,03 в топке при установке форсунок соответствующей конструкции, уплотнении топочной камеры, автоматизации процесса горения.

Присосы воздуха в газовом тракте парового котла от пароперегревателя до дымососа (золоуловителя) в соответствии с ПТЭ не должны превышать 10 % при трубчатом и 20 % при регенеративном воздухоподогревателях, в электрофильтре 10 %, в циклонах или мокрых золоуловителях 5 % теоретически необходимого количества воздуха.

Давление дымососов и дутьевых вентиляторов выбирают с запасом 15 %. Давление дымососов составляет обычно 3—5, дутьевых вентиляторов 4—7, воздуходувок 10—13 кПа.

Мощность N , кВт, потребляемая тягодутьевой машиной, определяется объемным расходом среды V , м³/ч, давлением, создаваемым машиной, H , кПа, КПД машины η (в долях единицы):

$$N = VH / (3600\eta). \quad (12.8)$$

Дымососы и дутьевые вентиляторы имеют привод от электродвигателя, воздуходувки — от электродвигателя или турбины. Мощность двигателя выбирают с учетом инерции (махового момента) ротора тягодутьевой машины при пуске ее. В расход энергии на приводной двигатель входят потери в нем, учитываемые его КПД. Дымососы и дутьевые вентиляторы при номинальной нагрузке паровых котлов должны иметь КПД не ниже 90 %, максимального его значения.

Работа центробежных дымососов и дутьевых вентиляторов регулируется направляющими аппаратами с поворотными лопатками, а также двухскоростными электродвигателями. Для дымососов осевого типа применяют направляющие аппараты и односкоростные

электродвигатели. Дроссельное регулирование дымососов и дутьевых вентиляторов не допускается.

Температура воздуха перед воздухоподогревателем при сжигании сухих несернистых топлив должна быть не ниже 30 °С, при сжигании влажных несернистых топлив (с приведенным содержанием серы не менее 0,2 %) она должна на 10 °С превышать точку росы водяных паров дымовых газов.

При сжигании сернистого мазута температура воздуха для защиты входных поверхностей нагрева воздухоподогревателя от низкотемпературной коррозии должна быть не ниже 60 °С перед регенеративным и не ниже 70 °С перед трубчатым воздухоподогревателем.

Воздух подогревают в калориферах, используя теплоту пара из отборов главной турбины, а при установке турбовоздуходувки используют также пар из их отборов или противодавления.

Дутьевые вентиляторы и дымососы для тепловых электростанций Советского Союза выполняют преимущественно радиального типа, однако дымососы мощных энергоблоков выполняют осевого типа. Радиальные машины имеют умеренные окружные скорости (до 100 м/с); шумовые характеристики их удовлетворительные. В лучших радиальных машинах КПД достигает 89 при одностороннем и 85—87 % при двустороннем всасывании.

Экономичное регулирование радиальных вентиляторов затруднено; при обычном регулировании направляющими аппаратами КПД вентилятора уже при 80 % номинальной нагрузки снижается до 60—65 %. Применение двухскоростных электродвигателей повышает экономичность при малых нагрузках, но снижает КПД при номинальной нагрузке, так как КПД двухскоростного электродвигателя на 2—4 % ниже, чем односкоростного. Рабочие колеса крупных радиальных машин имеют большой маховой момент, что затрудняет пуск и требует увеличения мощности электродвигателя.

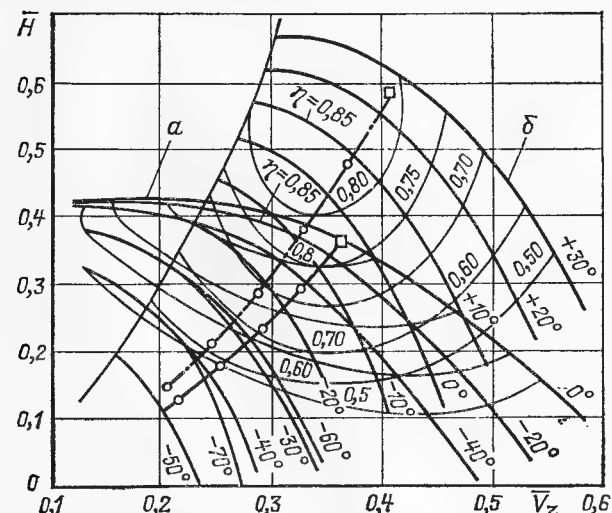


Рис. 12.5. Безразмерные характеристики радиальной и осевой тягодутьевых машин с регулированием направляющими лопатками энергоблока 300 МВт

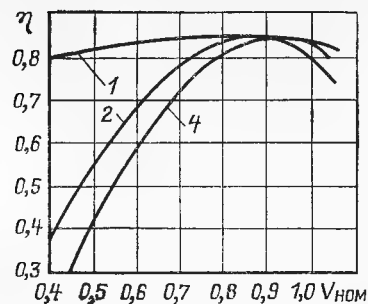


Рис. 12.6. Зависимость КПД модельного осевого дутьевого вентилятора (воздуходувки) ЦКТИ для энергоблока 300 МВт при разных способах регулирования:

1 — регулирование изменением частоты вращения; 2 — регулирование рабочими лопатками; 4 — регулирование направляющими лопатками

Радиальные вентиляторы с повышенным давлением, с турбоприводом и электроприводом, имеющими плавное изменение частоты вращения, сохраняют перспективность применения для мощных паровых котлов, в частности работающих под наддувом. Основные достоинства осевых вентиляторов — высокая экономичность в широком интервале нагрузок, большая производительность, компактность, более легкий пуск.

Современные крупные осевые вентиляторы имеют КПД до 91 %. Высокой подаче способствует, в частности, возможность использования повышенных окружных скоростей. Подача и давление регулируются в широких пределах поворотом на ходу рабочих или направляющих лопаток. Недостатками осевых вентиляторов являются усложненная конструкция ротора и направляющих аппаратов, повышенный уровень шума. При параллельной работе осевых машин требуется повышенный запас устойчивости.

Осевые машины в качестве дутьевых вентиляторов с расходом среды до $2000 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$ и давлением до 10 кПа и дымососов крупных энергоблоков весьма перспективны.

Для энергоблоков 300—1200 МВт требуются вентиляторы для расхода воздуха $(600\text{—}2000) \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$ с давлением около 5 кПа при уравниваемой тяге и около 10 кПа при работе с наддувом. Мощность привода таких вентиляторов достигает соответственно 800—3500 и 1500—7000 кВт.

Общая мощность приводов дутьевых вентиляторов и дымососов или высоконапорных вентиляторов (воздуходувки) составляет до 1,5 % мощности энергоблока.

На рис. 12.5 показаны безразмерные характеристики радиального дутьевого вентилятора (кривые а) и осевого дымососа (кривые б) энергоблока 300 МВт с регулированием направляющими лопатками по данным испытаний. Как видно, подача и область режимов с высоким КПД гораздо больше у осевой машины.

На рис. 12.6 показано изменение КПД модельного осевого двухступенчатого вентилятора-воздуходувки ЦКТИ для парового котла с наддувом энергоблока 300 МВт в зависимости от расхода воздуха при разных способах регулирования (кривые 1, 2, 4). Исследование КПД проводилось на экспериментальном стенде ЦКТИ.

ВОДОПОДГОТОВКА

В соответствии с нормами проектирования на электростанциях без внешних потерь конденсата с начальным давлением пара 9 МПа и выше применяют химическое обессоливание исходной добавочной воды, если общее содержание анионов сильных минеральных кислот

($\text{SO}_4 + \text{Cl} + \text{NO}_3 + \text{NO}_2$) в исходной воде меньше 7 мг-экв/кг, или ее дистилляцию в испарительной установке при более высоком содержании анионов.

При начальном давлении пара 13,0 МПа и выше и суммарном содержании анионов сильных кислот не более 12 мг-экв/кг испарительная установка должна дополняться установкой химического обессоливания при любом типе паровых котлов.

На ТЭЦ с внешними потерями конденсата при начальном давлении пара 13,0 МПа применяют химическое обессоливание, при давлении 9 МПа — химическую очистку добавочной воды. При начальном давлении пара ниже 9 МПа применяют упрощенные методы химической очистки добавочной воды.

В качестве исходной добавочной воды рекомендуется применять воду артезианских скважин, если она не хуже воды открытого водоема. Использование воды из оборотной системы водоснабжения конденсаторов турбин допускается при соответствующем технико-экономическом обосновании.

Для конденсационных электростанций и отопительных ТЭЦ расчетный расход очищенной добавочной воды (обессоленной или дистиллята) принимают равным 2 % производительности устанавливаемых паровых котлов. Предусматривается, кроме того, дополнительная производительность обессоливающей установки при прямоточных паровых котлах в следующих размерах: 50 т/ч при энергоблоках 200 и 300 МВт, 75 т/ч при 500 МВт и 125 т/ч при 800 МВт.

Для КЭС с барабанными паровыми котлами дополнительную производительность обессоливающей установки принимают равной 25 т/ч. На ТЭС с мазутным топливом расчет-

ную производительность обессоливающей установки увеличивают на 0,15 т/ч на каждую тонну сжигаемого мазута.

Воду для испарителей готовят в предпочтительнее в катионитовых фильтрах обессоливающей установки. Подпиточная вода закрытых тепловых сетей очищается посредством противоточного Na-катионирования с предпочисткой.

У каждой турбины электростанции с прямоточными паровыми котлами предусматривается установка для обезжелезивания и обессоливания 100 % конденсата, выходящего из конденсаторов. Конденсат турбин ТЭС с барабанными паровыми котлами обессоливают лишь при охлаждении конденсаторов морской водой.

Дистиллят испарителей электростанции с прямоточными паровыми котлами обессоливается в конденсатороочистках турбин.

На электростанциях с прямоточными паровыми котлами предусматриваются также обезжелезивание и обессоливание конденсата сетевых подогревателей и calorиферов. Температура такого конденсата перед анионитовыми фильтрами не должна превышать 40 °С и кратковременно 50 °С.

Питательную воду паровых котлов давлением 10 МПа и выше обрабатывают аммиаком и гидразингидратом.

Внутренние поверхности баков деаэрированной воды, запаса и сбора конденсата должны иметь защитные покрытия.

На ТЭС блочной структуры общий дополнительный запас обессоленной воды в баках без давления, устанавливаемых вне зданий, принимается из расчета 40-минутного расхода воды при максимальной нагрузке, но не менее 6000 м³.

Для каждого энергоблока устанавливают один дренажный бак вместимостью 15 м³ с двумя насосами; на ТЭС неблочной структуры такой блок устанавливают на две-три турбины. На каждые четыре — шесть паровых котлов устанавливают один бак вместимостью 40—60 м³ для слива воды с одним насосом.

На электростанциях предусматриваются аппаратура, насосы, трубопроводы и т. п. для предупредительных и эксплуатационных водно-химических промывок, а также устройства для предупреждения стояночной коррозии паровых котлов, турбин и прочего оборудования и трубопроводов.

Глава тринадцатая

ПОЛНАЯ (РАЗВЕРНУТАЯ) ТЕПЛОВАЯ СХЕМА И ТРУБОПРОВОДЫ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

13.1. Общие положения

Полная (развернутая) тепловая схема (РТС) включает тепловое оборудование пароводяного тракта электростанции и трактов других основных теплоносителей и объединяющие его трубопроводы с арматурой. В отличие от принципиальной тепловой схемы (ПТС) РТС включает все агрегаты электростанции или энергоблока — рабочие и резервные, трубопроводы в полном объеме, со всеми параллельными их линиями («нитками») и арматурой.

Развернутая тепловая схема составляется на основе произведенного перед этим выбора оборудования электростанции; чертеж ее дает наглядное представление о типе и числе агрегатов электростанции, о способах соединения оборудования трубопроводами, о типе и расстановке арматуры.

Чертеж РТС сопровождается спецификацией с данными о типах, числе и основных технических характеристиках оборудования. Развернутая тепловая схема и ее спецификация характеризуют уровень технического совершенства электростанции, ее тепловую эконо-

мичность и возможную надежность, вероятные режимы работы, включения и отключения элементов оборудования.

Если электростанция неблочной структуры состоит из нескольких очередей (секций), то бывает целесообразно иметь для каждой очереди (секции) отдельную развернутую тепловую схему. Однако в отдельных схемах нужно указать общие для всей электростанции линии трубопроводов: паропроводы собственных нужд, трубопроводы химически очищенной добавочной воды, трубопроводы пара для уплотнений турбины, деаэраторов, приводных турбин питательных насосов и воздуходувок.

Развернутую тепловую схему электростанции блочной структуры с одинаковыми энергоблоками выполняют для одного энергоблока, но также с указанием вспомогательных линий трубопроводов, общих для различных энергоблоков. Если электростанция состоит из различных блоков, то для каждого из них составляется своя схема, включающая дополнительно вспомогательные общестанционные линии. Для электростанции с одинаковыми или различными энергоблоками целесообразно иметь и общую упрощенную схему.

Развернутая тепловая схема включает следующее оборудование и трубопроводы.

Турбоустановки, включающие паровые турбины, конденсаторы, электрогенераторы.

Паровые котлы. Прямоточные паровые котлы показывают в развернутом виде, включая экономайзерную, испарительную (при докритическом давлении) и пароперегревательную части, встроенные сепараторы, насосы рециркуляции (если имеются), арматуру (разделительные, переключающие задвижки) и др.

Теплообменники — подогреватели регенеративные и сетевые, испарители и паропреобразователи (если они имеются), деаэраторы с баками, вспомогательные подогреватели и охладители пара из уплотнений и эжекторов, масло- и газоохладители и др.

Насосы — питательные, испарителей, паропреобразователей, конденсатные турбин и сетевых подогревателей, бустерные (предвключенные), дренажные.

Приводные турбины — питательных насосов, воздуходувок и др.

Пиковые водогрейные котлы (на ТЭЦ).

Баки — чистого и загрязненного конденсата, добавочной обессоленной воды, дренажные, сливные и др.

Установки химического обессоливания — добавочной воды, конденсата турбин и др.

Трубопроводы — паропроводы свежего пара от паровых котлов к турбинам; пара промежуточного перегрева; питательные и конденсатные, а также паропроводы регенеративных отборов, конденсатные, а также паро-

проводы регенеративных отборов, конденсаторы, паропроводы; вспомогательные трубопроводы собственного расхода, дренажные, добавочной (подпиточной) воды; трубопроводы охлаждающей воды конденсаторов турбин, масло-, газо- и воздухоохладителей.

На ТЭЦ должны быть показаны линии отвода пара и горячей (сетевой) воды потребителям, линии обратного конденсата и обратной сетевой воды.

Пусковые устройства — обводные БРОУ и РОУ, сепараторы (встроенные, выносные), растопочные расширители, насосы рециркуляции и др., соответствующие трубопроводы с арматурой. Независимо от включения пусковых устройств в РТС в сложных случаях выполняют отдельно пусковую схему энергоблока.

Арматура, входящая в систему трубопроводов: запорная, регулирующая, защитная (предохранительная), дросселирующая (редукционно-охладительные установки), обводная и др.

У линий главных трубопроводов на чертеже РТС указывают наружный диаметр трубопровода и толщину его стенки. Развернутая тепловая схема входит в состав технической документации проектируемой и действующей электростанций. На основе РТС выполняют mnemonicкие схемы для щитов управления электростанций и их энергоблоков.

Развернутая тепловая схема АЭС во многом совпадает с РТС электростанций на органическом топливе и содержит практически все перечисленное выше оборудование. Парогенераторы используются в схемах двухконтурных или трехконтурных АЭС для получения сухого насыщенного или слабоперегретого пара обычных параметров в зависимости от типа реакторной установки.

В схему включают дополнительные элементы, соответствующие требованиям работы установок на насыщенном водяном паре и особенностям АЭС с различными типами реакторов.

Сепараторы-пароперегреватели — сепараторы влаги с конденсатосборниками и насосами отвода сепарата в линию основного конденсата, одно- или двухступенчатые промежуточные пароперегреватели на свежем и отборном паре с конденсатосборниками и насосами отвода дренажа греющего пара в систему регенерации.

Технический конденсатор для отвода теплоты пара из реакторной установки после останова турбины.

Испарительную установку для питания «чистым» нерадиоактивным паром уплотнения ротора турбины, эжекторов, потребителей собственных нужд (спецочистку) одноконтурной АЭС.

Компенсаторы объема, емкости запаса пара аварийной защиты реакторов и другие элементы схемы самой реакторной установки с учетом специфики эксплуатации различных типов энергетических реакторов.

13.2. Примеры полной (развернутой) тепловой схемы

КОНДЕНСАЦИОННЫЙ ЭНЕРГОБЛОК 500 МВт КЭС

Конденсационный энергоблок 500 МВт предназначен преимущественно для установки на крупных ГРЭС Экибастузского угольного бассейна по проекту АТЭП. Развернутая тепловая схема энергоблока (рис. 13.1) выполнена по моноблочному принципу.

Паровой котел типа П-57Р рассчитан на сжигание высокозольных углей ($A_p \leq 55\%$) и выполнен по Т-образной компоновке с 24 вихревыми горелками при шести среднеходных мельницах производительностью $(73-80) \cdot 10^3$ кг/ч. Номинальная производительность котла $1650 \cdot 10^3$ кг/ч, давление и температура перегретого пара за котлом 25 МПа и 545°C .

Конденсационная паровая турбина К-500-240-4 ЛМЗ одновальная, работает с электрогенератором ТВВ-500. Турбина состоит из ЦВД, ЦСД и двух ЦНД. Расход свежего пара на турбину для нагрузки в 500 МВт составляет $1527 \cdot 10^3$ кг/ч; параметры свежего пара: 23,54 МПа, 540°C .

Конденсатор турбоустановки типа К-11520 приварен к четырем выхлопам ЦНД. Его паровое пространство разделено перегородкой, что позволяет осуществить двухступенчатую конденсацию пара с давлением отработавшего пара в расчетном режиме $p_{кI} = 3,2$ кПа, $p_{кII} = 4,0$ кПа. Потери рабочего тела основного энергоблока в размере 1—2% расхода пара на турбину восполняются добавкой обессоленной воды из химической водоочистки. На линии ее подачи в конденсатор турбины установлены регуляторы уровня воды в деаэраторах РУД1 и РУД2. Уровень конденсата в конденсаторе поддерживается регулятором уровня (РУК), установленным на линии конденсата перед ПНД1.

Регулятор РУД1 (нормального действия) настроен на постоянную добавку обессоленной воды в конденсатор. При аварийном понижении уровня воды в деаэраторе полностью открывается РУД1, включается регулятор РУД2 (аварийного действия), что приводит к повышению уровня воды в конденсаторе. В результате срабатывает основной регулятор уровня в конденсаторе (РУК), увеличивается количество конденсата, поступающее на смешивающие ПНД, включаются их регуляторы

уровня. В итоге это приводит к увеличению подачи конденсата в деаэратор.

Вакуум в конденсаторе поддерживается изменением числа включенных в работу циркуляционных насосов (два насоса ОП6-145 на один энергоблок), а также поворотом рабочих лопаток насосов.

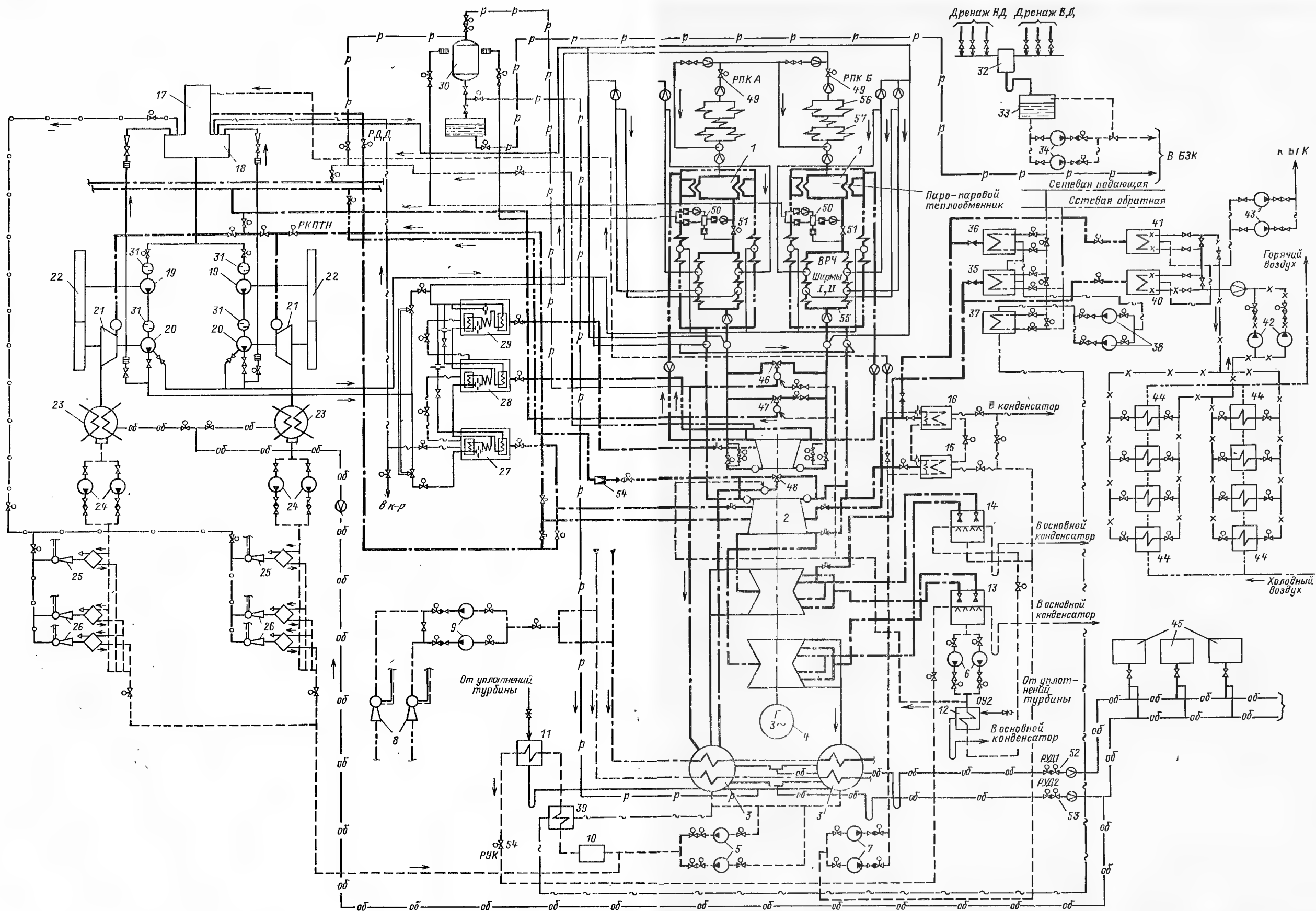
Турбина имеет восемь нерегулируемых отборов пара для регенеративного подогрева питательной воды. Основной конденсат после конденсатных насосов I ступени проходит 100%-ную очистку в БОУ и направляется в смешивающий ПНД1. Конденсатные насосы II ступени направляют конденсат в смешивающий ПНД2, конденсатные насосы III ступени подают конденсат в поверхностные ПНД3 и ПНД4. Применение смешивающих ПНД1 и ПНД2 требует принятия дополнительных защитных мер, таких, как установка обратных клапанов-мигалок на подводе пара внутри ПНД, установка безарматурной защиты от повышения уровня в виде трубопровода с гидрозатвором, соединяющего подогреватель с конденсатором турбины.

Деаэратор питательной воды ДСП-2000-185/7 при нагрузках, близких к номинальной, работает при постоянном давлении 0,7 МПа. С падением нагрузки ниже 70 % номинальной деаэратор переводится в режим скользящего давления.

Питательная установка энергоблока состоит из двух питательных турбонасосов, каждый из которых рассчитан на 50 % подачи по воде. Общий турбинный привод бустерного и питательного насосов от конденсационной турбины имеет переменную частоту вращения (3800—4800 об/мин) для изменения производительности установки по питательной воде.

Рис. 13.1. Развернутая тепловая схема конденсационного энергоблока 500 МВт:

1 — паровой котел; 2 — паровая турбина; 3 — конденсаторы; 4 — электрогенератор; 5 — 7 — конденсатные насосы I—III ступеней; 8 — водоструйный эжектор конденсатора; 9 — насос эжекторный установок; 10 — блочная обессоливающая установка; 11, 12 — охладители пара уплотнений; 13 — 16 — ПНД; 17 — деаэраторная колонка; 18 — деаэраторный бак; 19 — бустерный насос; 20 — питательный насос; 21 — приводная турбина питательной установки; 22 — понижающий редуктор; 23 — конденсатор турбопривода; 24 — конденсатные насосы турбопривода; 25, 26 — паровые эжекторы уплотнений турбопривода и конденсатора турбопривода; 27—29 — ПВД; 30 — растопочный расширитель с промежуточным баком; 31 — фильтр водяной; 32 — расширитель дренажной турбины; 33 — дренажный бак; 34 — насос дренажного бака; 35, 36 — основной и пиковый подогреватели сетевой воды; 37 — охладитель дренажа пара сетевых подогревателей I ступени; 38 — дренажные насосы сетевых подогревателей; 39 — охладитель дренажа сетевых подогревателей II ступени; 40, 41 — основной и пиковый подогреватели обессоленной воды калориферной установки; 42 — водяные насосы калориферной установки; 43 — дренажные насосы откачки конденсата из подогревателей воды калориферной установки в бак горячего конденсата (БГК); 44 — калориферы парового котла; 45 — баки запаса конденсата и обессоленной воды; 46 — БРОУ; 47 — БРОУ ТПН; 48 — быстродействующий сбросной клапан пара промежуточного перегрева; 49 — клапаны регулятора питания котла; 50 — встроенные сепараторы; 51 — встроенная задвижка (ВЗ); 52 — основной регулятор уровня в деаэраторе (РУД1); 53 — дополнительный регулятор уровня в деаэраторе (РУД2); 54 — РУК; 55 — конвективный пароперегреватель; 5 — экономайзер; 57 — переходная зона



Конденсат из технологического конденсатора
Пер из расширитель продувки

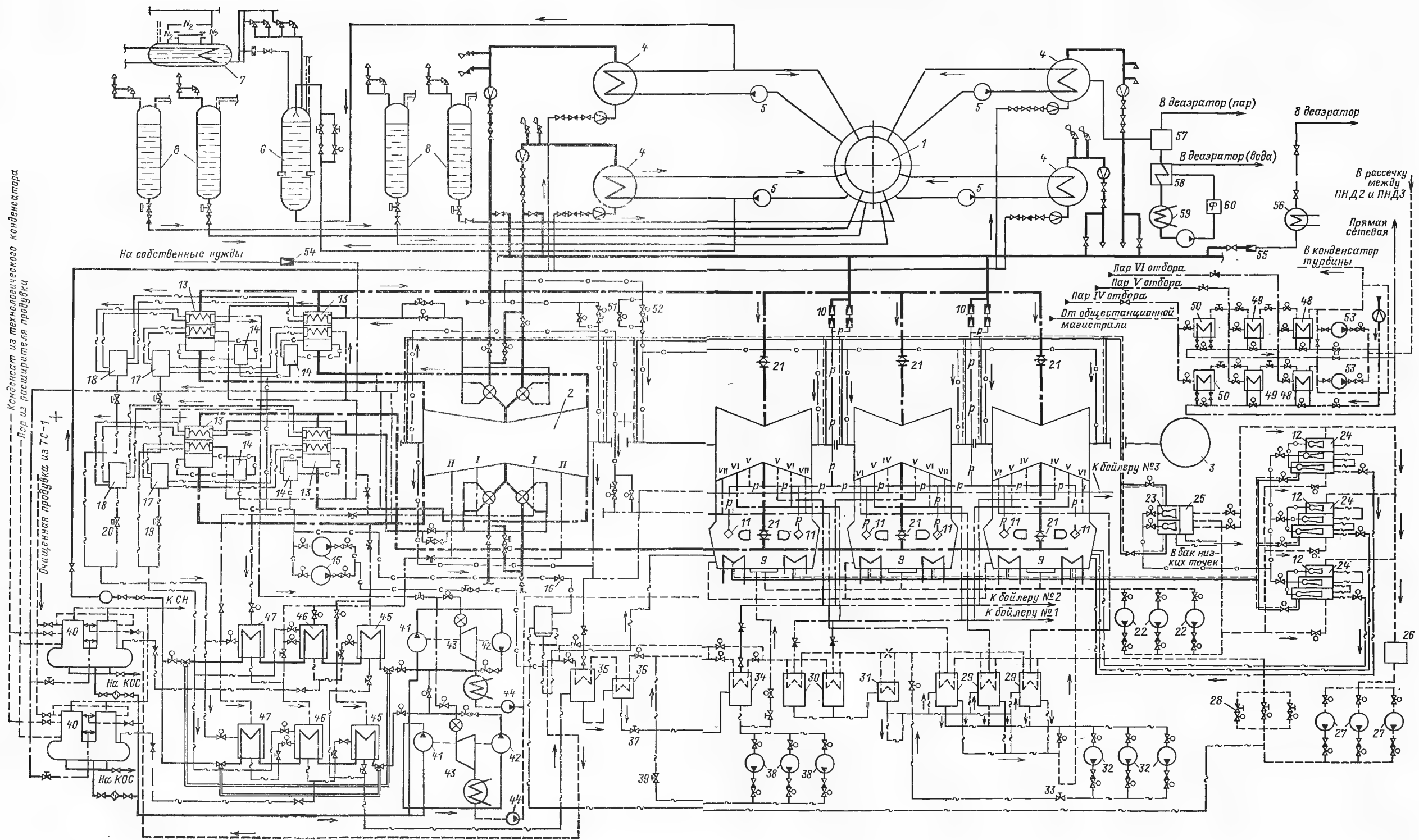


Рис. 13.2. Развернутая тепловая схема конденсационного энергоблока 1000 МВт АЭС:

1 — водо-водяной энергетический реактор; 2 — паровая турбина; 3 — электрогенератор; 4 — парогенератор; 5 — главный циркуляционный насос; 6 — компенсатор объема; 7 — барботажный бак; 8 — бак системы аварийной защиты; 9 — основной конденсатор; 10 — БРУ конденсатора; 11 — приемно-сбросное устройство пара после БРУ конденсатора; 12 — основной паровой эжектор; 13 — сепаратор-пароперегреватель (СПП); 14 — сепаратор-пароперегреватель (СПП); 15 — сливной насос сепаратор-пароперегревателя; 16 — регулятор уровня в сепаратор-пароперегревателе; 17, 18 — конденсаторы конденсата греющего пара I и II ступеней СПП; 19, 20 — регуляторы уровня в конденсатор-пароперегревателе; 21 — отсечная поворотная заслонка; 22 — конденсатный насос I ступени; 23 — паровой эжектор уплотнений турбины; 24 — охладитель пара основных эжекторов; 25 — охладитель пара эжекторов уплотнений турбины; 26 — блочная обессоливающая установка; 27 — конденсатный насос II ступени; 28 — клапан регулятора уровня в конденсаторе; 29, 30 — ПНД7 и ПНД6; 31 — охладитель дренажа ПНД6; 32 — дренажный насос; 33 — регулятор уровня конденсата в ПНД7; 34, 35 — ПНД5 и ПНД4; 36 — охладитель дренажа ПНД4; 37 — регулятор уровня конденсата в ПНД4; 38 — дренажный насос ПНД5; 39 — регулятор уровня конденсата в ПНД5; 40 — деаэрактор питательной воды; 41 — бустерный насос; 42 — питательный насос; 43 — приводная турбина питательной установки; 44 — конденсатный насос приводной турбины; 45—47 — ПВД; 48—50 — сетевые подогреватели; 51, 52 — клапаны регулятора давления в уплотнениях ЦВД и ЦНД; 53 — дренажный насос сетевых подогревателей; 54 — РУ собственных нужд; 55 — БРУ расхолаживания; 56 — технологический конденсатор установки; 57 — расширитель непрерывной продувки; 58, 59 — теплообменники охлаждения продувочной воды ТО-1 и ТО-2; 60 — фильтр

Группа ПВД выполнена в одну нитку из трех последовательно включенных подогревателей типа ПВ-2300-380 с пароохладителями и охладителями дренажа. Конденсат греющего пара ПВД каскадно сливается в деаэратор. Уровень этого конденсата в каждом ПВД поддерживается регулятором уровня, действующим на клапан дренажной линии. ПВД снабжены общим байпасом защиты от повышения уровня и обводной линией «холодного» питания котла при отключении ПВД. При повышении уровня воды в любом из корпусов ПВД до первого и второго пределов защита сначала отключает группу ПВД, а затем все питательные насосы и энергоблок. На корпусах ПВД устанавливают предохранительные клапаны для защиты от повышения давления в случае перетока пара из одного корпуса в другой через регуляторы уровня при отключении ПВД.

В тепловой схеме энергоблока предусмотрена установка предварительного подогрева котельного воздуха в энергетических калориферах, обогреваемых отборным паром при помощи промежуточного теплоносителя — чистого конденсата. В РТС включена сетевая подогревательная установка, работающая по температурному графику 140/70 °С. Турбина позволяет отпускать до 300 ГДж/ч теплоты за счет отборного пара из пятого и седьмого отборов.

Для пуска парового котла по сепараторному режиму в РТС предусмотрены пусковой узел и растопочный расширитель. В состав пускового узла входят встроенная задвижка (ВЗ), встроенные сепараторы (ВС), трубопроводы с клапанами перепуска и дросселирования рабочего тела. Узел обеспечивает скользящий режим пуска энергоблока при постоянном расходе питательной воды приблизительно 30 % номинального. Растопочный расширитель (РР), в котором поддерживается постоянное давление приблизительно 2 МПа, позволяет утилизировать до 70 % теплоты рабочего тела, сбрасываемого из встроенных сепараторов.

КОНДЕНСАЦИОННЫЙ ЭНЕРГОБЛОК 1000 МВт АЭС НА НАСЫЩЕННОМ ВОДЯНОМ ПАРЕ

Конденсационный энергоблок 1000 МВт предназначен для работы на двухконтурных АЭС с водо-водяными реакторами типа ВВЭР-1000 по проекту АТЭП. Моноблочная схема такой АЭС позволяет существенно повысить экономичность и надежность ее эксплуатации (рис. 13.2).

Водо-водяной энергетический реактор ВВЭР-1000 имеет тепловую мощность 3200 МВт. В реакторе предусмотрены четыре

петли движения теплоносителя для передачи выделяемой при расщеплении топлива теплоты и четыре парогенератора. Теплоноситель и замедлитель нейтронов — вода — покидает активную зону с температурой 322 °С и возвращается в реактор после ПГ с температурой 289 °С. ПГ горизонтального типа генерирует сухой насыщенный пар давлением 6,4 МПа. Питание ПГ водой осуществляется из регенеративной системы турбоустановки при температуре 225 °С. Максимальная паропроизводительность одного ПГ составляет $1600 \cdot 10^3$ кг/ч. В схему реакторной установки включены четыре главных циркуляционных насоса (ГЦН), обеспечивающих расход воды $19 \cdot 10^6$ кг/ч, компенсатор объема для поддержания постоянного давления в замкнутом водяном пространстве реактора и четырех петлях, четыре бака запаса бора, системы аварийной защиты реактора и др.

Паровая турбина К-1000-60/1500-2 ХТЗ одновальная, работает с электрогенератором ТВВ-1000-4. Она состоит из одного двухпоточного ЦВД и двух или трех двухпоточных ЦНД в зависимости от условий технического водоснабжения на АЭС. Расход свежего пара на турбину для электрической нагрузки в 1100 МВт составляет $6400 \cdot 10^3$ кг/ч при параметрах пара $p_0 = 5,88$ МПа; $x_0 = 99,5$ %; $t_0 = 274,3$ °С, применено дроссельное парораспределение.

Корпуса конденсатора турбины подвально-го исполнения установлены перпендикулярно ее оси под каждым из ЦНД. Они одноходовые, двухпоточные по охлаждающей воде. Удаление паровоздушной смеси из парового объема конденсаторов осуществляется тремя трехступенчатыми паровыми эжекторами.

Для снижения конечной влажности пара в турбине применена внешняя сепарация влаги в сепараторе жалюзийного типа в сочетании с двухступенчатым паровым промежуточным перегревом. В турбоустановке имеются четыре сепаратора-пароперегревателя СПП-1000. Дренаж влаги и греющего пара через конденсаторные сборники отводится в систему регенерации.

Основной конденсат после конденсаторов при помощи конденсатных насосов направляется последовательно в четыре поверхностных ПНД, обогреваемых отборным паром турбины. Деаэрация питательной воды осуществляется в двух деаэраторах типа ДП-(2-1600)-185-7, включенных параллельно по воде и по греющему пару. На каждом деаэраторном баке вместимостью 185 м³ установлено по две вертикальные деаэрационные колонки, рассчитанные на деаэрацию в каждой по $1600 \cdot 10^3$ кг/ч питательной воды. Давление в деаэраторе постоянное — 0,69 МПа.

Питательная установка энергоблока включает две группы питательных насосов. Каждая из них состоит из бустерного и основного насосов ПД-3750-200 и ПТ-3750-75 с давлением воды 10 МПа. Приводом основного питательного насоса является турбина типа ОК-12А Калужского турбинного завода. Бустерный насос приводится этой же турбиной через понижающий редуктор.

Подогреватели высокого давления ПВ-2500-97-10А, ПВ-2500-97-18А, ПВ-2500-97-28А выполнены двухниточными по питательной воде. Отвод дренажа греющего пара осуществляется каскадно в деаэрактор. Предусмотрена защита от повышения уровня воды и давления пара в корпусах ПВД.

В РТС включена трехступенчатая сетевая подогревательная установка, работающая по температурному графику 150/70 °С и рассчитанная на отпуск 840 ГДж/ч теплоты на отопительные нужды.

Ряд элементов схемы специфичен для АЭС. К ним относятся система расхолаживания блока, установка утилизации непрерывной продувки ПГ с системой очистки продувочной воды и др. Система расхолаживания блока предназначена для отвода остаточных тепловыделений из реактора при останове блока. Для этой цели на линии свежего пара установлены БРУ сброса пара в технологический конденсатор (до $120 \cdot 10^3$ кг/ч).

ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЙ ЭНЕРГОБЛОК 135 МВт ТЭЦ

Теплофикационный энергоблок 135 МВт предназначен для установки на ТЭЦ ЗИТТ (заводского изготовления на твердом топливе) по проекту ВНИПИэнергопрома. Развернутая тепловая схема выполнена по дубль-блочному принципу (рис. 13.3).

Унифицированный паровой котел БКЗ-420-140 ПТ-2 Барнаульского котельного завода имеет блочную конструкцию, газоплотный, барабанный, П-образной компоновки. Его номинальная паропроизводительность составляет $420 \cdot 10^3$ кг/ч при параметрах перегретого пара 13,75 МПа, 560 °С. Модификации котла рассчитаны на сжигание канско-ачинских, экибастузских или кузнецких углей, в зависимости от места строительства ТЭЦ, и могут работать при жидком или твердом шлакоудалении.

Теплофикационная паровая турбина ПТ-135-130/15 Уральского ТМЗ имеет регулируемый производственный отбор и два регулируемых теплофикационных отбора. Номинальный расход пара на турбину $760 \cdot 10^3$ кг/ч при параметрах свежего пара 12,75 МПа, 555 °С. ЦВД турбины унифицирован с турбинами ТМЗ Т-175-130 и Р-100-130/15. Турбина одновальная, двухцилиндровая. Промышленный отбор осуществляется обычно при давлении $p_n = 1,47$ МПа. Оба теплофикационных отбора выполнены из средней части ЦНД и разделены промежуточным отсеком. Парораспределение ЦВД и ЦНД сопловое. Регулирование давления отопительных отборов независимое и осуществляется с помощью поворотных диафрагм.

Турбина типа ПТ предназначена как для выработки электроэнергии, так и для одновременного отпуска теплоты на отопление и для нужд производства. При работе турбины по тепловому графику ее конденсатор

может охлаждаться циркуляционной водой, сырой добавочной водой для ХВО либо обратной сетевой водой. В последних двух случаях используют «встроенный» пучок конденсатора и переводят турбину в режим противодавления, что снижает удельный расход теплоты на выработку электроэнергии.

Конденсат отработавшего пара после конденсатора тремя конденсатными насосами подается через охлаждающий рабочий пара эжекторов и через четыре последовательные ступени поверхностных ПНД в деаэрактор питательной воды. Деаэраторы производительностью до $500 \cdot 10^3$ кг/ч имеют деаэрационные баки вместимостью 65 м³. Поддержание уровня питательной воды в основных деаэраторах обеспечивается регуляторами уровня, установленными на подводе деаэрированной добавочной воды от вакуумных деаэраторов подпитки основного контура, расположенных в секции постоянного торца ТЭЦ.

Питательная установка энергоблока состоит из двух электропитательных насосов ПЭ-580-185-2 с подачей 500—580 м³/ч (резервный ПЭН не предусмотрен) с кавитационным запасом на входе воды в 90 кПа вместо обычных 200—250 кПа (см. § 12.3). Снижение необходимого кавитационного запаса давления воды позволяет установить деаэрактор на специальной площадке в турбинном отделении на отметке 12,00 м.

Три ПВД нагревают питательную воду до конечной температуры 232 °С.

Сетевая подогревательная установка состоит из двух подогревателей горизонтального типа, «встроенных» непосредственно под турбиной. Регулирование температуры сетевой воды производится изменением давления пара в отопительных отборах воздействием на регулирующие диафрагмы. Более точное регулирование осуществляется обходом части сетевой воды помимо сетевых подогревателей.

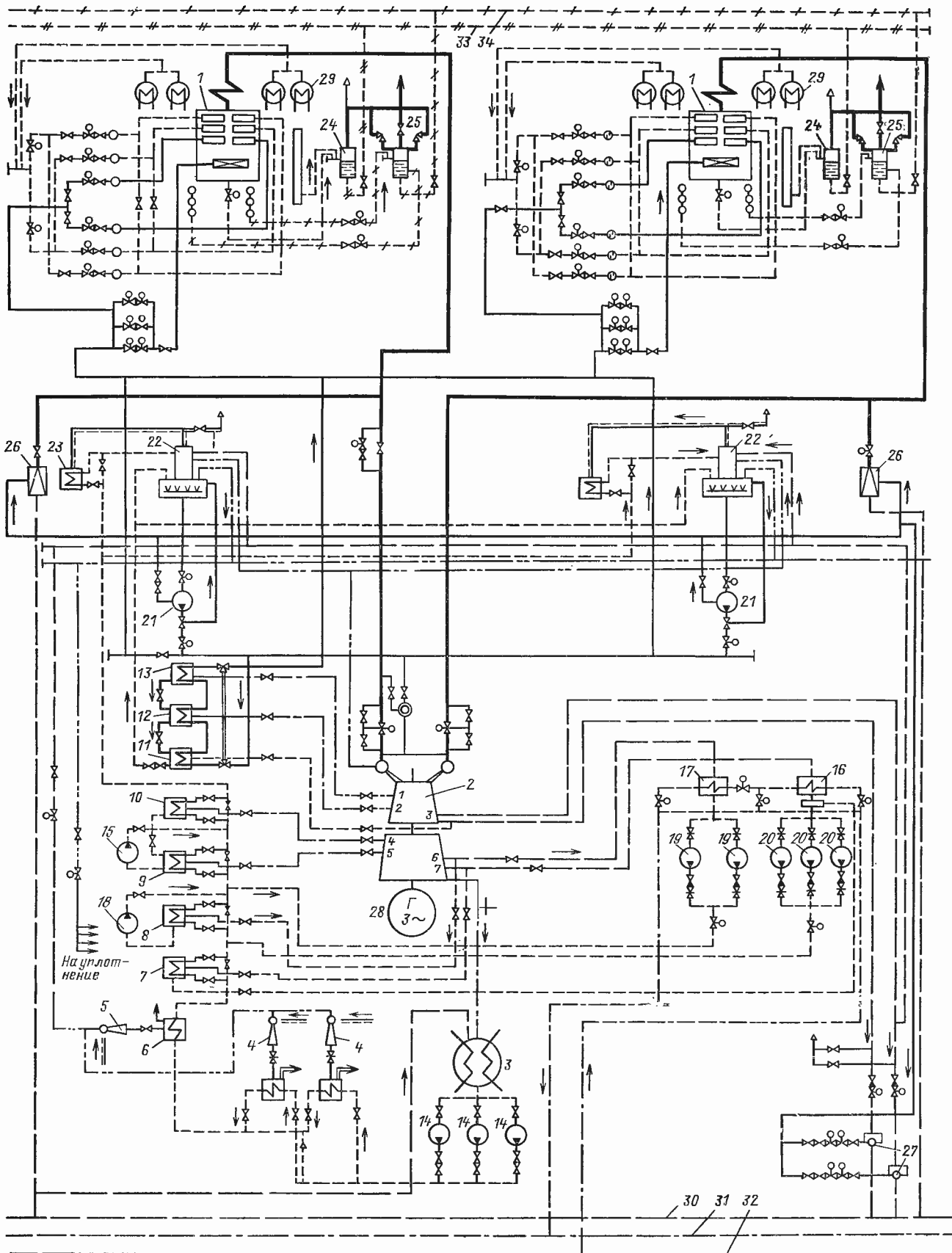
Для турбоустановок типа ПТ характерны необходимость подогрева и деаэрации большого количества добавочной воды, восполняющей потери (до 70 %) производственного отбора, а также подогрев возвращаемого с производства конденсата.

Оборудование для подготовки добавочной воды располагается в секции постоянного торца ТЭЦ. Для подогрева этой воды кроме «встроенного» пучка конденсаторов турбин ТЭЦ используются водо-водяные теплообменники, обогреваемые горячей сетевой водой, и вакуумные деаэраторы подпитки основного контура. Греющей средой для последних служит предварительно очищенный конденсат производственного отбора. Восполнение потерь сетевой воды в теплосети осуществляется химически обработанной водой, деаэрированной в вакуумном деаэраторе. В этом случае в качестве греющей среды используется горячая сетевая вода. Деаэрированная подпиточная вода подается на вход сетевых насосов I ступени.

В РТС блока предусмотрена калориферная установка предварительного подогрева котельного воздуха. Воздух подогревается в калориферах паром производственного отбора при помощи промежуточного теплоносителя — воды, нагреваемой до 150 °С.

Рис. 13.3. Развернутая тепловая схема теплофикационного энергоблока 135 МВт:

1 — паровой котел; 2 — паровая турбина; 3 — конденсатор; 4 — паровой эжектор конденсатора; 5 — паровой эжектор уплотнений турбины; 6 — охладитель пара уплотнений; 7—10 — ПНД; 11—13 — ПВД; 14 — конденсатные насосы; 15 — дренажный насос ПНД3; 16, 17 — сетевые подогреватели; 18 — дренажный насос ПНД2; 19, 20 — конденсатные насосы сетевых подогревателей; 21 — питательный электронасос; 22 — деаэрактор питательной воды; 23 — охладитель выпара деаэратора; 24, 25 — расширители непрерывной и периодической продувки; 26 — БРОУ 140/15; 27 — парохладительное устройство; 28 — электрогенератор; 29 — конденсатор пара для выписки; 30 — магистраль пара промышленного отбора; 31, 32 — магистрали прямой и обратной сетевой воды; 33, 34 — магистрали слива воды из расширителей непрерывной и периодической продувки



В рассматриваемой тепловой схеме приняты одноточечные трубопроводы по свежему пару и питательной воде. Пар от двух котлов подводится к двум стопорным клапанам турбины. Две БРОУ производительно-стью по $350 \cdot 10^3$ кг/ч на линии свежего пара резервируют производственный отбор. Они используются также для сброса пара в конденсатор турбины при ее отключении.

13.3. Основные сведения и характеристики трубопроводов ТЭС

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Трубопроводы, объединяющие тепловое оборудование, образуют важную часть электростанции. От их исправности зависит надежность действия электростанции.

Система трубопроводов включает: трубы, соединительные (фланцы и др.) и фасонные части (колена, отводы, тройники, крестовины, переходы и др.); компенсаторы тепловых удлинений; арматуру отключающую, регулирующую и предохранительную (защитную) с приводными устройствами; различные крепления — опоры неподвижные и подвижные, подвески; тепловую изоляцию и покрытия.

По виду протекающей среды трубопроводы разделяются на паропроводы и водопроводы, воздухопроводы (воздуховоды) и газопроводы (газоходы), мазутопроводы и маслопроводы, пылепроводы и др. Здесь рассматриваются преимущественно трубопроводы пара и воды.

К *паропроводам* относятся: трубопроводы свежего пара от паровых котлов к турбинам; трубопроводы пара промежуточного перегрева от турбин к паровым котлам («холодные» линии) и от паровых котлов к турбинам («горячие» линии); трубопроводы отборов пара из турбин на регенеративные подогреватели и другие теплообменники; паропроводы привод-

ных турбин вспомогательных машин (питательных насосов, воздуходувок паровых котлов под наддувом); трубопроводы протечек пара из уплотнений турбин; паропроводы мазутного хозяйства, собственного расхода, электростанции, редуционно-охладительных установок и др.

К *водопроводам* относятся питательные трубопроводы паровых котлов и других теплообменников (испарителей, паропреобразователей), трубопроводы основного конденсата турбин и конденсата греющего пара теплообменников, трубопроводы охлаждающей воды конденсаторов турбин, масло- и газоохладителей турбоагрегатов, сетевой воды, различные дренажные и сливные трубопроводы и др.

Стоимость трубопроводов составляет ощутимую долю стоимости электростанции; монтаж трубопроводов весьма трудоемкий.

Наиболее ответственными и дорогими являются так называемые «главные» трубопроводы, к которым относятся прежде всего трубопроводы свежего пара от паровых котлов к турбинам, пара промежуточного перегрева («холодные» и «горячие» линии), трубопроводы питательной воды и основного конденсата турбин, трубопроводы пара и подогретой воды для внешних потребителей.

В зависимости от вида и параметров протекающей среды трубопроводы в соответствии с нормами (правилами) Государственного технического надзора разделяют на несколько категорий. Первая и вторая категории включают трубопроводы с более высокими параметрами среды, третья и четвертая — с относительно невысокими параметрами среды (табл. 13.1). Трубопроводы различных категорий изготовляют из сталей различных классов: аустенитных высоколегированных (хромоникелевых), ферритно-перлитных (хромис-

Таблица 13.1

Категория	Среда	Рабочие параметры среды	
		Температура, °C	Давление (избыточное), МПа
1	a b в г — перегретый пар д — горячая вода, насыщенный пар	Выше 580 От 540 до 580 (включительно) От 450 до 540 (включительно) До 450 (включительно) Выше 115	Не ограничено То же « » Более 3,9 Более 8,0
2	a b — перегретый пар в — горячая вода, насыщенный пар	От 350 до 450 (включительно) До 350 (включительно) Выше 115	До 3,9 (включительно) От 2,2 до 3,9 (включительно) От 3,9 до 8,0 (включительно)
3	a b — перегретый пар в — горячая вода, насыщенный пар	От 250 до 350 (включительно) До 250 (включительно) Выше 115	До 2,2 (включительно) От 1,6 до 2,2 (включительно) От 1,6 до 3,9 (включительно)
4	а — перегретый и насыщенный пар б — горячая вода	От 115 до 250 (включительно) Выше 115	От 0,07 до 1,6 (включительно) До 1,6 (включительно)

Таблица 13.2

Пределные параметры среды		Марка стали	Назначение
Температура, °С	Давление условное, МПа		
425	~4,0 Не ограничено	10; 20	Трубы бесшовные для пара и воды высоких параметров
450		20	
450		15ГС	
530		12МХ	
550		15ХМ	
570		12Х1МФ	
575		15Х1М1Ф	
580		1Х11В2МФ(ЭИ756)	
610		Х18Н12Т	

Таблица 13.3

Пределная температура среды, °С	Марка стали	Назначение
565	2Х12ВМБФР(ЭИ993)	Для крепежных деталей (болтов, шпилек и гаек) при высоких температурах (давление не ограничено)
580	20ХМФР(ЭП44)	
580	20Х1М1Ф1ТР(ЭП182)	
650	ХН35ВТ(ЭИ612)	

тых), перлитных низколегированных (хромомолибденовых, хромомолибденованадиевых), углеродистых — стали 20 и 10 (табл. 13.2 и 13.3). Легированные добавки в аустенитных сталях составляют до 30 % их массы, в хромистых — 10—12 %, в перлитных — около 2—4 %.

Трубопровод (включая арматуру и соединительные части), изготовленный для определения рабочих параметров (температуры и давления), можно использовать при более высокой температуре, но при пониженном давлении. Рабочее давление трубопровода при температуре не выше 200 °С называют *условным давлением*. Допускаемое повышение температуры при соответствующем снижении рабочего давления зависит от марки стали. Трубопровод вместе с арматурой испытывается гидравлически при пробном давлении $p_{пр} = 1,25 p_{раб}$, где $p_{раб}$ — допустимое рабочее давление трубопровода.

Физические свойства сталей разных классов, как-то: коэффициенты линейного удлинения, теплопроводность и др. — различны. Различные значения, например, коэффициентов линейного удлинения, необходимо учитывать при сопряжении элементов трубопроводов, изготовленных из сталей разных классов.

Для пропускa определенного количества среды с заданными параметрами необходимо иметь соответствующие значения сечения и внутреннего диаметра трубы. Приближенное, округленное значение внутреннего диаметра,

используемое при предварительном подборе проходного сечения труб, называют *условным проходом трубы* d_y . Условные проходы (диаметры) труб d_y от 10 до 25 мм кратны 5, от 40 до 80 мм кратны 10, от 100 до 375 мм кратны 25, от 400 до 1400 мм кратны 100, кроме того, применяют условные проходы 32 и 450 мм.

Трубы изготовляют по сортаменту, исходя из определенного значения наружного диаметра $d_n = d_v + 2s$, где d_v — внутренний диаметр; s — толщина стенки, определяемая расчетом прочности трубопровода.

При толщине стенки трубопровода для пара высоких параметров до 40 мм применяют горячекатаные трубы из ковaной заготовки; при большей толщине стенки (40—70 мм) трубы изготовляют из ковaной и сверленной заготовки с последующей горячей прокаткой.

Длина отдельных труб из углеродистых и слаболегированных сталей — от 3 до 12 м, из высоколегированных сталей — от 3 до 9 м; отдельные трубы между собой, а также трубы с арматурой, с фасонными частями и патрубками на оборудовании соединяют сваркой; фланцевые соединения применяют в виде исключения для присоединения дроссельных диафрагм (шайб) расходомеров и т. п.

ТЕХНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ

Расчет трубопроводов имеет целью определение внутреннего d_v и наружного d_n его диаметров, толщины стенки s , потери давления Δp , при этом выбирают класс и марку стали, устанавливают трассу трубопровода, проверяют напряжения в металле, обусловливаемые внутренним давлением среды, внешними силами, а также термические напряжения. В соответствии со сказанным расчет трубопроводов делят на гидравлический, которым определяют диаметры трубопровода и потерю давления в нем, и механический (расчет прочности), которым определяют толщину стенки и напряжения в металле труб. Расчет прочности включает расчет самокомпенсации трубопроводов.

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Внутренний диаметр трубопровода определяют первоначально по уравнению непрерывности (сплошности) потока пара или воды, протекающего по сечению трубопровода f , м²:

$$f = \frac{\pi d_p^2}{4} = \frac{V}{c} = \frac{Dv}{c}, \quad (13.1)$$

где d_p — расчетный внутренний диаметр трубопровода, м; V — объемный пропуск среды, м³/с; D — массовый пропуск среды, кг/с; v — удельный объем среды, м³/кг; c — скорость

$$d_p = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{Dv}{c}} \approx 1,13 \sqrt{\frac{Dv}{c}}; \quad (13.2)$$

если D выражено в кг/ч, то получим

$$d_p = \sqrt{\frac{4Dv}{\pi 3600c}} \approx 0,0188 \sqrt{\frac{Dv}{c}};$$

если D выражено в т/ч, то

$$d_p = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{D10^3v}{3600c}} \approx 0,595 \sqrt{\frac{Dv}{c}}; \quad (13.2a)$$

если диаметр трубопровода d_p выразить в сантиметрах при D , выраженном в килограммах в час, то получим

$$d_p \approx 1,88 \sqrt{\frac{Dv}{c}}. \quad (13.26)$$

Наружный диаметр трубопровода $d_n = d_b + 2s$; при изготовлении трубопровода определенного наружного диаметра *расчетным внутренним диаметром* d_p , м, называют

$$d_p = d_n - s \left(2 + \frac{\Delta_1 + \Delta_2}{100} \right),$$

где $\Delta_1 > 0$ и $\Delta_2 < 0$ — положительный и отрицательный допуски к толщине стенки, %.

При одинаковом абсолютном их значении (трубы катаные, сверленные, сварные) $\Delta_1 + \Delta_2 = 0$, и тогда расчетный и внутренний диаметры трубопровода совпадают:

$$d_p = d_b - \frac{\Delta_1 + \Delta_2}{100} \approx d_b.$$

Для определения d_p и d_b предварительно выбирают рекомендуемые (технически допускаемые и экономически целесообразные) значения скорости среды в пределах, приведенных в табл. 13.4.

По известным значениям внутреннего диаметра d_b , м, и массового расхода D , т/ч, определяют скорость среды:

$$c = \frac{4}{\pi} \frac{10^3}{3600} \frac{Dv}{d_b^2} \approx 0,354 \frac{Dv}{d_b^2}. \quad (13.3)$$

Пропускная способность трубопроводов определенного диаметра зависит существенно от вида среды, ее параметров, принятой скорости. Из формулы (13.3) получаем

$$D = 0,9\pi c d_b^2 / v \approx 2,82 c d_b^2 / v. \quad (13.3a)$$

Так, трубопровод с условным проходом 325 мм при скорости пара 50 м/с в зависимости от его давления p , МПа, и температуры,

Среда	Скорость с, м/с
Паропроводы	
Перегретый пар	
Свежий пар от парогенераторов к турбинам:	
докритических параметров	50—70
сверхкритических параметров	40—60
Пар промежуточного перегрева:	
«горячий» (после промежуточного перегрева)	50—70
«холодный» (перед промежуточным перегревом)	30—50
Пар к периодически действующим РОУ и БРОУ, предохранительным клапанам, выпускным линиям	80—100
Насыщенный пар	20—40
Водопроводы	
Напорные (под давлением, создаваемым насосами):	
питательная вода парогенераторов	4,0—6,0
конденсат турбин	2,5—4,0
«Всасывающие» (приемные):	
вода, подводимая к насосам	0,5—1,5
свободный слив, перелив и т. п.	1—2
Сжатый воздух, газы	10—20
Вязкие вещества (масло, мазут и др.)	1—3

°С, имеет следующую ориентировочную пропускную способность:

Давление, МПа	Температура, °С	Удельный объем, м³/кг	Пропускная способность, т/ч
24,6	565	0,0135	1100
13,3	570	0,0272	550
3,44	450	0,0938	160
1,28	290	0,1970	75
0,689	260	0,350	45
0,246	130	0,739	20
0,118	110	1,480	10

Для воды при скорости 3 м/с получим соответственно:

Давление, МПа	Температура, °С	Удельный объем, м³/кг	Пропускная способность, т/ч
29,5	270	0,00125	715
17,7	240	0,00121	740
0,69	160	0,00110	810

Потери давления в трубопроводах, МПа,

$$\Delta p = \left(\zeta_{тр} \frac{L}{d_p} + \sum \zeta_m \right) \frac{c^2}{2v} 10^{-6}, \quad (13.4)$$

где $\zeta_{тр}$ и ζ_m — соответственно коэффициенты сопротивления прямых труб и местные (арматура, фасонные части и т. п.); L — общая длина прямых труб, м.

МЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Толщину стенки трубопровода, мм, определяют по формуле

$$s = \frac{p}{2\varphi\sigma_{доп} + p} d_n + c, \quad (13.5)$$

где p — давление среды, протекающей внутри трубопровода, МПа; $\sigma_{\text{доп}}$ — допускаемое напряжение в металле трубопровода, МПа; $d_{\text{н}}$ — наружный диаметр трубопровода, мм; φ — коэффициент прочности, учитывающий класс и марку стали, наличие и вид сварных швов; c — прибавка к расчетной толщине стенки, мм. Допускаемое напряжение

$$\sigma_{\text{доп}} = \eta \sigma_{\text{доп}}^*$$

для трубопроводов $\eta=1$ (для обогреваемых барабанов и камер парового котла $\eta=0,9$); при выборе номинального допускаемого напряжения $\sigma_{\text{доп}}^*$ расчетную температуру стенки трубопроводов принимают равной наивысшей температуре протекающей среды.

Коэффициент прочности $\varphi=1,0$ для труб бесшовных, с поперечным сварным швом, а также с продольным сварным швом для труб из углеродистой, низколегированной хромомолибденовой, марганцовистой и аустенитной стали; $\varphi=0,8$ для труб из хромомолибденованадиевой и высокохромистой стали.

Для стыковых сварных соединений деталей трубопровода из углеродистой и низколегированной стали $\varphi=0,7 \div 0,85$ в зависимости от способа сварки.

Прибавка к расчетной толщине стенки

$$c=a(s-c),$$

или

$$c = \frac{a}{1+a} s$$

и

$$s-c = \frac{1}{1+a} s$$

Значение a для прямых труб в зависимости от отрицательного допуска к толщине стенки s в пределах от 15 до 5 % изменяется от 0,18 до 0,05, при этом

$$c = \frac{0,18}{1,18} s \approx 0,153s$$

и

$$c = \frac{0,05}{1,05} s \approx 0,0476s; \text{ в среднем } c \approx 0,1s.$$

Для гнутых труб в зависимости от отрицательного допуска к толщине стенки от 15 % до 0 и относительного радиуса изгиба трубы $R/d_{\text{н}}$, а именно

$$1,9 \leq \frac{R}{d_{\text{н}}} \leq 3,5,$$

значение a изменяется в пределах от 0,20 до 0,03.

Формула (13.5) правильна при условии

$$\frac{s-c}{d_{\text{н}}} = \frac{p}{2\varphi\sigma_{\text{доп}} + p} \leq 0,25.$$

Прибавка c должна быть не менее 0,5 мм. Минимальная толщина стенки s в зависимости от наружного диаметра трубопровода такова:

$d_{\text{н}}$, мм	≤38	≤51	≤70	≤90	≤108
s , мм	1,75	2,0	2,5	3,0	3,5

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ В МЕТАЛЛЕ ТРУБОПРОВОДА

На металл трубопровода при установившемся режиме течения среды действуют различные усилия, вызывающие соответствующие напряжения. Внутреннее давление среды обуславливает приведенное напряжение $\sigma_{\text{пр}}$, МПа, определяемое из формулы (13.5), в которой принимают известными значения p , $d_{\text{н}}$, s , c и φ :

$$\sigma_{\text{пр}} = \frac{p[d_{\text{н}} - (s - c)]}{2\varphi(s - c)}. \quad (13.6)$$

Внешняя продольная растягивающая или сжимающая сила $P_{\text{вн}}$ вызывает напряжение растяжения или сжатия

$$\sigma_{\text{р}} = P_{\text{вн}}/f, \quad (13.7)$$

где f — площадь кольцевого сечения трубы, м^2 .

Напряжение изгиба от внешнего изгибающего момента пары сил $M_{\text{н}}^{\text{вн}}$, МН·м, действующих в плоскости продольной оси трубопровода, МПа,

$$\sigma_{\text{н}} = M_{\text{н}}^{\text{вн}}/(\varphi_{\text{н}} W), \quad (13.8)$$

где W — момент сопротивления поперечного сечения трубы, м^3 :

$$W = 2I/d_{\text{н}}.$$

Здесь осевой момент инерции поперечного сечения трубопровода, м^4 ,

$$I = \frac{\pi}{64} (d_{\text{н}}^4 - d_{\text{в}}^4).$$

Коэффициент прочности поперечного сварного соединения при изгибе $\varphi_{\text{н}}$ принимают для труб из аустенитной и высокохромистой стали катаных равным 0,6, ковано-сверленных — 0,7, для труб из перлитной стали катаных — 0,8, ковано-сверленных — 0,9.

В металле пространственного трубопровода возникает дополнительное напряжение кручения τ , МПа, от момента $M_{\text{к}}^{\text{вн}}$, совпадающего с изгибающим моментом, действующим в плоскости, перпендикулярной продольной оси данного трубопровода (так, $M_{\text{кз}}^{\text{вн}} = M_{\text{нху}}^{\text{вн}}$, где x, y, z — оси координат данного пространственного трубопровода):

$$\tau = M_{\text{к}}^{\text{вн}}/(2W). \quad (13.9)$$

Таблица 13.6

Размеры трубы, мм				Параметры среды		Коэффициент трения $\zeta_{тр}$	Удельный коэффициент трения $\zeta_{тр}/d_p$, 1/м
Условный проход d_y	Номинальные размеры		Расчетный внутренний диаметр d_p	P , МПа	t , °C		
	d_H	s					
Паропроводы							
200	325	60	205,0	~25,0	565	0,0195	0,0951
150	245	45	150,5	~13,8	570	0,0210	0,0140
300	377	45	280,3	~4,0	570	0,0181	0,0646
250	325	38	243,3			0,0184	0,0759
500	550	25	497,5			0,0159	0,0320
450	465	19	423,2			0,0165	0,0389
400	426	18	387,3			0,0168	0,0434

Водопроводы

300	377	45	280,3	~37	280	0,0181
250	325	40	239,0			0,0188
300	377	28	317,0	~23	239	0,0177
250	325	24	273,5			0,0184

Таблица 13.7

Размеры трубы, мм				Коэффициент трения $\zeta_{тр}$	Удельный коэффициент трения $\zeta_{тр} d_p$, 1/м
Условный проход d_y	Номинальные размеры		Расчетный внутренний диаметр d_p		
	d_H	s			
1200	1220	11	1198	0,0144	0,0120
1000	1020	10	1000	0,0149	0,0149
900	920	9	902	0,0152	0,0169
800	820	9	802	0,0156	0,0195
700	720	8	704	0,0161	0,0229
600	630	7	616	0,0166	0,0269
500	529	7	515	0,0173	0,0335
450	478	7	464	0,0176	0,0379
400	426	7	412	0,0182	0,0441

Таблица 13.8

Вид отвода или колена	d_y , мм	R/d_y	Угол поворота, град	Коэффициент сопротивления ζ_m
Гнутые	—	3	90—22,5	0,20—0,07
Крутогнутые	—	1,5	90—45	0,25—0,16
Литые	—	1,0	90	0,6
Сварные	100—200	1,5	90—22,5	0,55—0,10
	250—450	1,5		0,30—0,09
	500—1000	1,0		0,40—0,11

Данные о коэффициентах сопротивления ζ_m отводов и колен при $Re > 2 \cdot 10^5$ и $k_s = 0,2$ мм в зависимости от условного прохода d_y , отношения R/d_y , где R — радиусгиба, и угла поворота, приведены в табл. 13.8.

Коэффициент сопротивления тройников зависит существенно от соотношения расходов и вида потоков (слияние или разделение), их взаимных направлений. Так, в сварных тройниках коэффициент сопротивления достигает 2,0 при слиянии встречных потоков и 1,3 при

Таблица 13.9

Размеры труб, мм		Площадь поперечного кольцевого сечения f , мм ²	Момент инерции I , см ⁴	Момент сопротивления W , см ³	Радиус гiba R , мм
d_H	s				
325	60	49 926	46 000	2830	1370
377	45	46 912	65 700	3485	1500
426	18	23 100	48 110	2259	1700
465	19	26 608	66 280	2851	2100
478	7	10 200	28 900	1210	675
529	7	11 800	39 700	1500	500
550	25	41 213	142 312	5175	2500
630	36	67 120	296 950	9430	1000
720	8	17 900	113 500	3153	700
820	27	67 200	529 000	12 940	1000
920	9	25 800	267 240	5810	900
1020	10	31 700	404 640	7934	1000
1220	11	41 800	763 600	12 520	1200

разделении на противоположные потоки; в прочих случаях ζ_m изменяется в более широких пределах: от 0 до 17, в среднем от 0,5—1 до 6—7.

Коэффициент сопротивления конических переходов с изменением квадрата (второй степени) диаметра в отношении 0,5—0,8 и углов конусности от 12 до 15° изменяется в пределах 0,03—0,095.

Коэффициент сопротивления дроселирующей шайбы в зависимости от квадрата отношения диаметра отверстия шайбы к внутреннему диаметру трубы в пределах от 0,6 до 0,1 изменяется от 2 до 300.

Коэффициент сопротивления запорных задвижек для пара с параметрами 25 МПа, 565 °C, с условным проходом 100—200 мм равняется 0,42—0,38; для питательной воды с параметрами около 37 МПа, 280 °C, с условным проходом 100—300 мм он равняется 0,7—2,0. Клапаны запорные для среды невысоких параметров и с условным проходом до 200 мм имеют коэффициент сопротивления 1,35—7,2.

Коэффициент сопротивления обратных затворов разных конструкций с условным давлением 1,0—1,5 МПа при диаметрах 50—600 мм составляет от 0,8 до 9,4, с условным давлением до 1,0 МПа при диаметрах 800—1000 мм — от 1,8 до 1,9.

Линзовые компенсаторы с диаметром более 200 мм имеют коэффициент сопротивления 0,1—0,2.

Некоторые геометрические характеристики труб типичных размеров приведены в табл. 13.9.

13.4. Оценка надежности схем трубопроводов

Сравнительную надежность схемы трубопроводов оценивают условным показателем, учитывающим вероятность выхода из работы более слабых звеньев и со-

ответствующую потерю мощности (недоотпуск электро-энергии). В первом приближении слабым звеном систе-мы трубопроводов можно считать арматуру, в частности на линиях главного паропровода от парового котла к турбине — запорные задвижки.

Принимаем, что выход из рабочего состояния одной такой задвижки обусловливает необходимость обеспари-вания смежных участков системы трубопроводов, а сле-довательно, отключения отдельных агрегатов и потерю мощности ΔN . При общем числе n таких задвижек общая потеря мощности в долях общей рабочей мощ-ности электростанции $N_{\text{раб}}$ составит:

$$n\omega = n\Delta N / N_{\text{раб}},$$

где $\omega = \Delta N / N_{\text{раб}}$.

Если имеются задвижки на разных участках систе-мы трубопроводов, то суммарную потерю мощности (одновременную или разновременную) можно оценить в первом приближении суммой значений $n\omega$, т. е. по-казателем (коэффициентом отключаемой мощности)

$$\Omega = \sum_{i=1}^m n_i \omega_i,$$

где m — число задвижек разного рода (на различных участках системы трубопроводов).

Определить показатель Ω можно при различных условиях резервирования оборудования: при отсутствии резерва (Ω_0), при резервных паровых котлах в неблоч-ных схемах ($\Omega_{\text{п.к}}$), при резервных паровых котлах и турбоагрегатах (Ω_a).

Определение показателей Ω поясним на простейших примерах систем трубопроводов различных типов с дву-мя рабочими основными агрегатами (турбоагрегатами и паровыми котлами) и одним резервным (или без него).

1. *Схема с моноблоками* (рис. 13.5,а). На главном паропроводе от парового котла к турбине устанавлива-ем одну запорную задвижку (не считая автоматическо-го стопорного клапана турбины); очевидно, что при вы-падении задвижки останавливается один энергоблок из двух рабочих и

$$\omega = \Delta N / N_{\text{раб}} = 1/2.$$

Составим расчетную таблицу:

Тип задвижки	1
Число задвижек данного типа (на рабочих линиях) n_j	2
Показатели:	
$\Omega_0 = n_j \omega_0$	$2 \times 1/2 = 1$
$\Omega_{\text{п.к}}$	Не имеет места, так как резервные паровые котлы не устанавливаются
$\Omega_a = n_j \omega_a$	$2 \times 0 = 0$

При наличии резервного блока останавливаемый блок заменяется резервным и $\omega_a = 0$.

2. *Схема с дубль-блоками* (рис. 13.5,б). Задвижки устанавливаются на линии от каждого корпуса парового котла; при выпадении такой задвижки требуются обеспаривание всего тракта энергоблока и отключение обо-их корпусов паровых котлов, т. е. $\omega_0 = 1/2$.

Расчетная таблица имеет вид (без задвижек 1):

Тип задвижки	1
Число задвижек	4
Показатели:	
$\Omega_0 = n_j \omega_0$	$4 \times 1/2 = 2$
$\Omega_a = n_j \omega_a$	$4 \times 0 = 0$

Таким образом, система главных паропроводов мо-ноблока (МБ) надежнее, чем дубль-блока (ДБ), $\Omega_{\text{МБ}} < \Omega_{\text{ДБ}}$ ($1 < 2$).

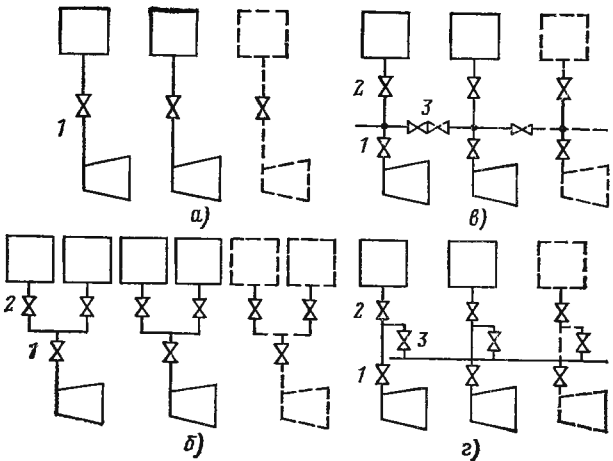


Рис. 13.5. Простейшие схемы главных паропроводов: а — моноблоки; б — дубль-блоки; в — централизованная схема с одиночной сборно-распределительной линией; г — секционная схема с переключающей линией

3. *Секционная схема с переключающей маги-стралью* (рис. 13.5,г). В каждой секции устанавлива-ют по три задвижки: перед отводом к переключающей магистрали 1, после отвода к переключающей маги-страли 2, на отводе к переключающей магистрали 3. Выпадение любой из этих задвижек вызывает отклю-чение одной секции $\omega = 1/2$. Наличие резервного паро-вого котла не позволяет сохранить мощность секции при выходе из работы одной из задвижек 1—3.

При отключении одной секции и наличии резервной $\omega_0 = 0$.

Расчетная таблица принимает вид

Тип (номер) задвижки	1	2	3
Число задвижек каждого типа	2	2	2

Показатели:

$$\Omega_0 = \sum_{j=1}^3 n_j \omega_0 = 2 \times 1/2 + 2 \times 1/2 + 2 \times 1/2 = 3;$$

$$\Omega_{\text{п.к}} = \sum_{j=1}^3 n_j \omega_{\text{п.к}} = 2 \times 1/2 + 2 \times 1/2 + 2 \times 1/2 = 3;$$

$$\Omega_a = \sum_{j=1}^3 n_j \omega_a = 2 \times 0 + 2 \times 0 + 2 \times 0 = 0.$$

Таким образом, секционная схема трубопроводов с переключающей магистралью менее надежна, чем схе-ма дубль-блока, и еще менее, чем схема моноблока ($3 > 2 > 1$).

4. *Централизованная схема с одиночной сборно-распределительной магистралью* (рис. 13.5,в). Основное требование к такой схеме (как и к другим) — сохране-ние хотя бы части мощности электростанции при вы-падении любой из задвижек. Если ограничиться за-движками 1 на линиях от паровых котлов к маги-страли и задвижками 2 на линиях от магистрали к турбинам, выпадение любой из них потребует отклю-чения обоих паровых котлов, т. е. всей рабочей мощ-ности. Поэтому приходится устанавливать еще так на-зываемую «разделительную» задвижку 3 на сборно-рас-пределительной магистрали. Но задвижка 3 также мож-ет выпасть, что опять приводит к отключению обоих паровых котлов, т. е. всей рабочей мощности. Поэтому «разделительную» задвижку 3 дублируют, т. е. уста-навливают рядом две такие задвижки (в секционной

схеме различные секции разделяются также двумя задвижками на отводах к переключательной магистрали).

При двух разделительных задвижках получим $\omega_0 = 1/2$; $\omega_{п.к} = 1/2$; $\omega_3 = 0$ и расчетную таблицу:

Тип (номер) задвижки	1	2	3
Число задвижек	2	2	2

Показатели:

$$\Omega_0 = \sum_{i=1}^3 n_i \omega_0 = 2 \times 1/2 + 2 \times 1/2 + 2 \times 1/2 = 3;$$

$$\Omega_{п.к} = \sum_{i=1}^3 n_i \omega_{п.к} = 2 \times 1/2 + 2 \times 1/2 + 2 \times 1/2 = 3;$$

$$\Omega_3 = \sum_{i=1}^3 n_i \omega_3 = 2 \times 0 + 2 \times 0 + 2 \times 0 = 0.$$

Таким образом, при двух разделительных задвижках на общей магистрали централизованная и секционная схемы равнонадежны; при одной разделительной задвижке централизованная схема менее надежна, чем секционная.

Универсальным типом схемы можно считать секционную, так как она позволяет работать и по блочной, и по централизованной схеме. На неблочных ТЭС, например на теплоэлектроцентралях, предпочтительнее применение секционных схем. Установка одинаковых паровых котлов в таких схемах приводит к унификации турбин по пропуску свежего пара.

Электростанции без промежуточного перегрева пара выполняют преимущественно по секционной (неблочной) схеме. Однако допускается на ТЭЦ с преобладанием отопительной нагрузки применение моноблоков, а на ТЭЦ с преобладанием паровой нагрузки — дубль-блоков.

13.5. Арматура, опоры и тепловая изоляция трубопроводов

Важным элементом трубопроводов электростанции является арматура. В зависимости от назначения и конструктивного выполнения используют следующие ее виды.

Запорная арматура служит для временного отключения отдельных участков трубопровода и прекращения движения в них среды (пара, воды, газа). К ней относятся задвижки, клапаны, краны. Она управляется дистанционно (с щитов и по месту) приводами различного вида.

Регулирующая арматура позволяет изменять расход и параметры среды; регулируя проходное сечение клапана, изменяют расход и давление среды. Привод регулирующей арматуры, как правило, автоматизируется. К регулирующей арматуре относятся регулирующие клапаны турбины, регулирующие клапа-

ны питания паровых котлов, впрыска воды в паропроводы, редукционно-охладительные устройства, регуляторы уровня, конденсатоотводчики и т. д.

Предохранительно-защитная арматура служит для защиты оборудования и трубопроводов от недопустимого повышения давления, от обратного тока среды, попадания воды в турбину и т. д.

Применяют предохранительные (атмосферные) клапаны на паропроводах высоких параметров и регулируемых отборов, различном оборудовании (деаэраторы и др.). Устанавливают обратные затворы на напорной линии насосов при параллельной их работе, на линиях отбора пара из турбин. Перед регулирующими клапанами подвода пара к цилиндру турбины после промежуточного перегрева устанавливают отсебно-защитные клапаны для отвода пара в конденсатор во избежание разноса ротора турбины при сбросе нагрузки.

Регенеративные подогреватели высокого давления отключают автоматически от питающего трубопровода и направляют воду в обход подогревателей в случае разрыва их трубок, для защиты турбины от попадания в нее воды и т. д.

Контрольная арматура, преимущественно краны или клапаны, используется для отбора проб среды и других целей. К контрольной арматуре относят также указатели уровня и т. п.

На рис. 13.6, а и б показаны для примера разрезы задвижек для воды и пара с параметрами 25 МПа, 570°C, а на рис. 13.7 — обратный затвор с соленоидным приводом.

В системе трубопроводов электростанции не допускается применение чугунной арматуры: в трубопроводах воды и пара с условным проходом 50 мм и выше при температуре теплоносителя выше 120°C, в трубопроводах всех диаметров при температуре теплоносителя выше 120°C и др.

В последние годы заводы, выпускающие арматуру [Венюковский арматурный завод (ВАЗ), БКЗ, ТКЗ], с участием ЦКТИ и Союзтехэнерго выполнили большую работу по совершенствованию и повышению надежности арматуры, доведя ее в ряде случаев до уровня лучших зарубежных образцов. Так, ТКЗ вместо клапанов на $p_y = 6,4$ и 10,0 МПа с гидравлическим сопротивлением $\zeta = 6,35$ при $d_y = 100$ и $\zeta = 9,46$ при $d_y = 150$ мм выпускает бесфланцевые задвижки с $\zeta = 0,7 \div 0,9$. Управление новыми регулирующими питательными клапанами $d_y = 50$; 80; 100 и 150 мм поворотного типа ТКЗ может осуществляться посредством колонок дистанционного управления (КДУ) или автоматического регулирования. На ТКЗ усовершенствована также конструкция впускных клапанов защиты подогревателей высокого давления. Клапаны имеют гидропривод и бесфланцевый корпус с крышкой, подобный задвижкам высоких параметров.

ВАЗ выпускает главные импульсно-предохранительные клапаны с пропускной способностью 500 т/ч для использования в моноблоках 800 МВт. Клапан присоединяется к трубопроводу сваркой и, кроме того, закрепляется на каркасе (фундаменте) опорными лапами. Благодаря симметричному двойному выхлопу горизонтальные реактивные усилия незначительны. В прежних клапанах энергоблоков 300 МВт они достигали 5 т. При тройном дросселировании в клапане сбрасывается давление от 28,5 до 4,0 МПа, т. е. более 20 МПа.

Дросселирование среды перед встроенными сепараторами паровых котлов энергоблоков 300, 500 и 800 МВт осуществлялось четырьмя последовательно включенными дроссельными шиберными клапанами ВАЗ. В настоящее время у энергоблоков 300 МВт применяется для этой цели один дроссельный шиберный клапан с проточной частью в виде трубы Вентури.

Повышению надежности новой арматуры способствует, в частности, прогрессивный метод плазменной наплавки уплотнительных поверхностей тарелок и седел

арматуры хромоникелевыми сплавами, легированными бором и кремнием. Наплавленные уплотнительные поверхности контролируются люминесцентным методом, обнаруживающим дефекты размером в несколько микрон.

На рис. 13.8 показаны типы опор трубопроводов.

В качестве *тепловой изоляции* главных трубопроводов рекомендуются известково-кремнистые сегменты, а также прессованные, с оклейкой стеклотканью (размеры приведены в табл. 13.10). Изоляция этих трубопроводов внутри главного корпуса покрывается листом из алюминиевых сплавов толщиной 0,8 мм, на открытом воздухе — тонколистовой оцинкованной сталью толщиной также 0,8 мм. Допускается применение для основного слоя изоляции минераловатных прошивных матов в оболочке из металлической сетки.

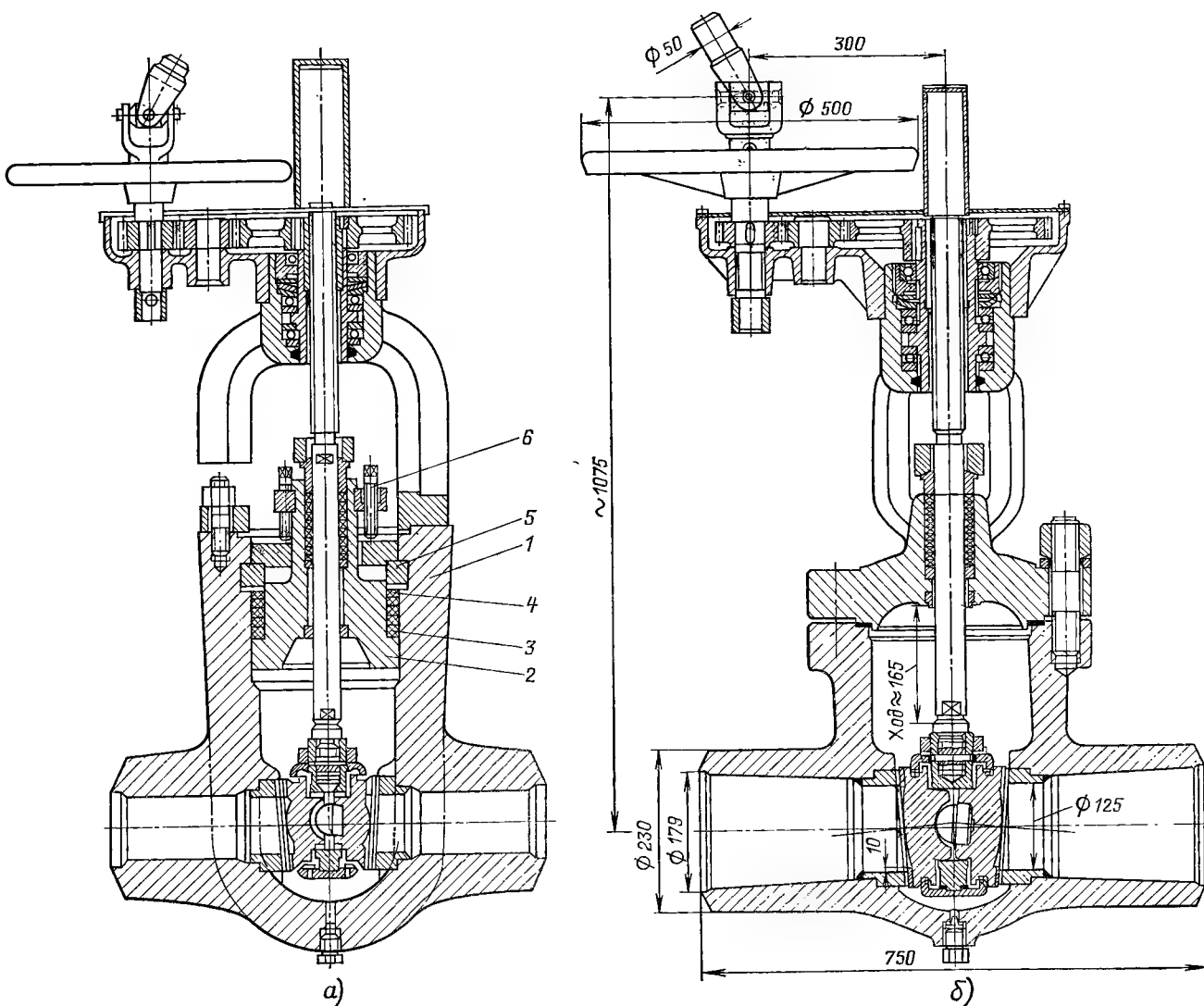


Рис. 13.6. Задвижки для воды $p_y = 25$, $d_y = 175$ мм (а) и для пара $p_{\text{раб}} = 25$ МПа, $t = 570$ °C, $d_y = 150$ мм (б): 1 — корпус; 2 — плавающая крышка; 3 — уплотнение; 4 — нажимное кольцо; 5 — упорное кольцо; 6 — шпильки для предварительного обжатия уплотнений

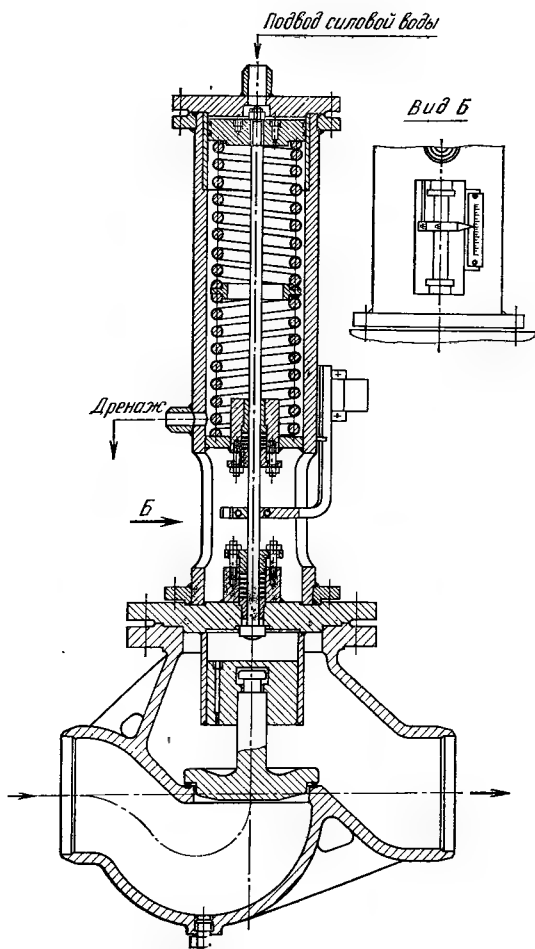


Рис. 13.7. Обратный затвор с соленоидным приводом

Среда и наружный диаметр трубопровода, мм	Температура, °C	Размеры основной тепловой изоляции главных трубопроводов	
		Число слоев	Общая (номинальная) толщина, мм
Свежий пар: 465 530	545—570 545—565	2	175
Промежуточный перегрев холодный: 465 1020 и 820	340 340	2 2	125 150
Промежуточный перегрев горячий: 620 720 920 1020	545—570 545—570 545—570 545—570	2 2 2 2	175 175 200 200
Питательная вода: 530 630	280 280	2 2	125 125

13.6. Монтаж и эксплуатация трубопроводов

Горизонтальные участки паропроводов выполняют с уклоном не менее 0,002 в направлении движения среды и с дренажными устройствами. Для опорожнения каждого отключаемого задвижками участка трубопровода в нижних его точках устраивают спускные штуцера с запорной арматурой. В верхних точках трубопровода устанавливают воздушники для отвода воздуха. Работу дренажных устройств при прогреве тру-

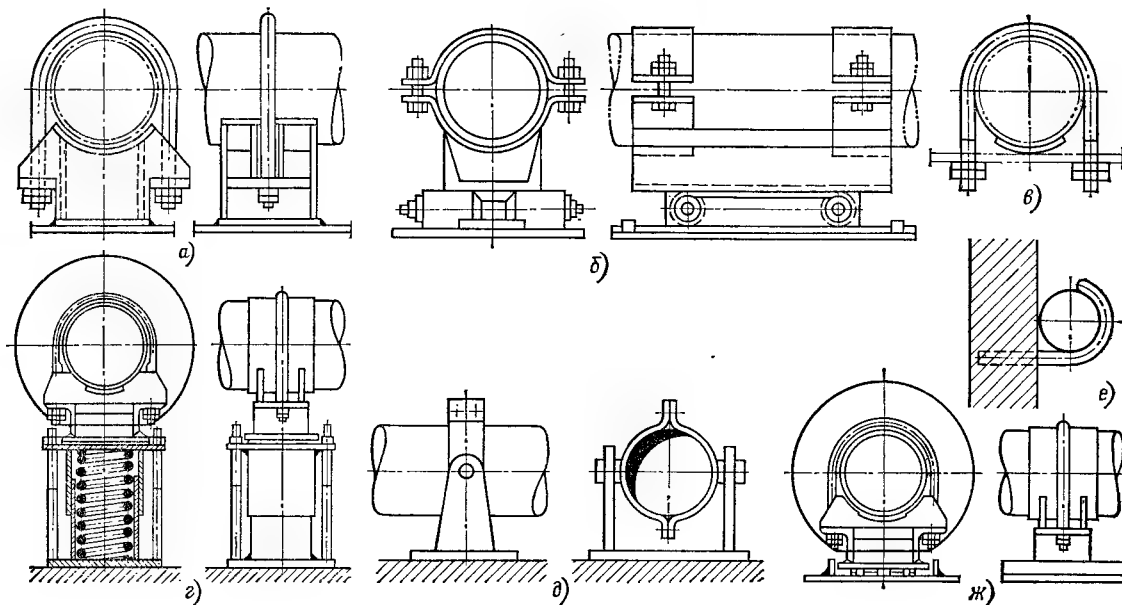


Рис. 13.8. Типы опор трубопроводов:

а — неподвижная; б — роликовая; в — упрощенная неподвижная; г — пружинная; д — шарнирная; е — опора-костыль; ж — шариковая опора

бопровода контролируют. Нижние точки концов паропроводов и их изогнутых участков должны иметь устройства для продувки.

При изготовлении нормальных изогнутых колен (отводов), компенсаторов и других гнутых элементов радиусгиба труб должен быть не менее 3,5 номинального наружного их диаметра. Крутоизогнутые колена с радиусомгиба не менее наружного диаметра трубы изготовляют методами горячей протяжки, штамповки или гибки на специализированном оборудовании.

Элементы трубопроводов соединяют сваркой; фланцевые соединения допускаются только для присоединения трубопроводов к арматуре и деталям оборудования, имеющим фланцы. Допускается применение всех промышленных методов сварки, обеспечивающих необходимую эксплуатационную надежность соединений, в том числе электродуговой, контактной, электрошлаковой, газовой.

Термическая обработка элементов трубопроводов применяется для снятия напряжений, возникающих при гибке, сварке и других производственных операциях, а также для улучшения пластических свойств металла в гихах и сварных соединениях. Она обязательна, в частности, после гибки труб из сталей аустенитного класса, для стыковых сварных соединений трубопроводов из углеродистой стали с толщиной стенки более 36 мм и в ряде других случаев.

Применяют различные виды термообработки: отпуск, отжиг, нормализацию, аустенизацию и др. Во время термообработки элемента трубопровода обеспечивают свободное его расширение и предохраняют от пластических деформаций от собственного веса.

Трубопроводы с температурой стенки выше 45 °С, расположенные в местах, доступных для обслуживающего персонала, покрывают тепловой изоляцией с температурой наружной поверхности не выше 45 °С. В местах расположения сварных соединений и точек измерения ползучести металла трубопроводов 1-й категории применяют съемную изоляцию.

Компенсацию тепловых удлинений каждого участка трубопровода между неподвижными опорами обеспечивают самокомпенсацией или устанавливают компенсаторы (П-образные, линзообразные или др.). Неподвижные опоры располагают, исходя из условия самокомпенсации трубопроводов. Сварные соединения трубопроводов должны отстоять от края опоры не менее чем на 200 мм.

Холодный натяг трубопроводов, предусматриваемый проектом, выполняют после сварки соединений, после необходимой термической обработки и контроля сварных соединений.

Несущие конструкции трубопровода, опоры и подвески (кроме пружин) рассчитывают на вертикальную нагрузку от массы трубопровода, наполненного водой, с изоляцией и на усилия, возникающие от термического его расширения.

На паропроводах с внутренним диаметром 150 мм и более и температурой пара 300 °С и выше устанавливают указатели перемещений для контроля расширения паропровода и работы опор.

Трубопроводы всех категорий со всеми их элементами и арматурой, сварными и прочими соединениями подвергают после монтажа гидравлическому испытанию для проверки прочности и плотности.

Пробное давление гидравлического испытания трубопроводов, их отдельных элементов должно равняться 1,25 рабочего давления, а арматуры и фасонных деталей — соответствовать ГОСТ 356-80.

Для испытания применяют воду с температурой не ниже +5 °С, продолжительность испытания должна быть не менее 5 мин. При гидравлическом испытании паропровода, работающего с давлением 10 МПа и выше, температура стенки должна быть не ниже +10 °С.

Качество сварных соединений контролируют внешним осмотром и измерением, ультразвуковой дефектоскопией, рентгено- или гаммаграфированием, механическими испытаниями, металлографическим исследованием, гидравлическим испытанием и другими методами, предусматриваемыми инструкцией по сварке.

Из каждого контрольного стыкового сварного соединения вырезают образцы для механических испытаний и металлографических исследований.

Питательные трубопроводы подвергают кроме гидравлического испытания и наружного осмотра также периодическому внутреннему осмотру для контроля их коррозии.

Остаточные деформации из-за ползучести металла паропроводов контролируют: при температуре пара 450 °С и выше в трубах из углеродистой и молибденовой сталей, при 500 °С и выше — из хромомолибденовых сталей, при 540 °С и выше — из высоколегированных теплоустойчивых сталей.

Поверхности оборудования и трубопроводов с температурой теплоносителя выше 50 °С внутри помещения и выше 60 °С вне помещения покрывают тепловой изоляцией. Температура на поверхности изоляции при температуре наружного воздуха +25 °С должна равняться 45—48 °С в помещении и 60 °С на открытом воздухе, кроме участков, доступных для обслуживающего персонала. Тепловую изоляцию фланцевых соединений, арматуры трубопроводов и участков, требующих периодического контроля, выполняют съемной. Тепловую изоляцию основных трубопроводов, участков поверхностей вблизи масло- и мазутопроводов и против их фланцевых соединений, изоляцию циклонов и сепараторов, баков запасного конденсата и деаэраторов, устанавливаемых снаружи, выполняют с металлическим или пластмассовым негорючим покрытием.

Трубопроводы перегретого пара с давлением пара примерно 14 МПа и выше обшивают листовым коррозионно-стойким металлом, остальные паропроводы окрашивают в красный цвет, водопроводы — в зеленый, черный (техническая вода) или оранжевый (пожарный водопровод) цвет. Кроме того, на некотором расстоянии и в определенных местах наносят кольца различного цвета в зависимости от вида и параметров среды, условные буквенные обозначения, стрелки, указывающие направление движения среды, и другие надписи.

До ввода в нормальную эксплуатацию все новые трубопроводы 1-й категории с условным проходом более 70 мм, 2-й и 3-й категории с условным проходом более 100 мм должны быть зарегистрированы в местных органах Госгортехнадзора. В состав документации при этом включается, в частности, акт приемки трубопровода в эксплуатацию владельцем его от монтажной организации.

КОМПОНОВКА ГЛАВНОГО КОРПУСА ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ СТАНЦИИ

14.1. Общая характеристика компоновки главного корпуса и требования к ней

Компоновкой главного корпуса электрической станции называют взаимное расположение отдельных помещений, оборудования и строительных конструкций. Главный корпус электростанции — центральный производственный корпус. В нем находятся основные агрегаты — турбины с электрическими генераторами и паровые котлы, большая часть их вспомогательного оборудования, соединяющие их трубопроводы, электрические распределительные устройства собственных нужд (РУСН), щиты управления работой оборудования, электрические кабели и т. д.

Главный корпус состоит из машинного зала, в котором находятся турбоагрегаты и их оборудование, котельной, где размещены паровые котлы, и промежуточного отделения между ними. На верхнем этаже промежуточного отделения размещают деаэраторы с их баками. В этом случае промежуточное отделение называют также деаэрационным.

В состав котельной пылеугольной электростанции входит бункерное отделение. Оно может находиться со стороны машинного зала, примыкая к промежуточному помещению (внутреннее бункерное отделение), или с наружной стороны котельной (наружное бункерное отделение).

В главном корпусе электростанций с энергоблоками 150, 210 и 300 МВт деаэрационное и бункерное отделения совмещены, точнее, деаэраторы с их баками устанавливают в бункерном помещении, между бункерами соседних энергоблоков, под верхним этажом с ленточными конвейерами, подающими топливо в бункера котельной. Такое промежуточное помещение называют бункерно-деаэрационным.

Встречаются компоновки ТЭС на газомазутном топливе без промежуточного помещения; деаэраторы с баками устанавливают при этом на специальных площадках внутри котельной на высоте около 25 м.

Более половины капитальных затрат на электростанцию приходится на оборудование и строительную часть главного корпуса.

Рациональный выбор типа компоновки имеет большое значение для строительства, монтажа и эксплуатации электростанции.

Компоновка главного корпуса должна удовлетворять следующим техническим и экономическим требованиям.

1. Необходимо обеспечить безопасное и

надсжное осуществление технологического процесса электростанции. Должны выполняться требования противопожарной безопасности и охраны труда. Устройства отдельных элементов главного корпуса электростанции, а также их взаимное размещение должны обеспечивать надежное осуществление технологического процесса. Так, стенки бункеров сырого угля и угольной пыли должны иметь необходимый уклон ($60\text{--}65^\circ$ для сырого угля, до 75° для угольной пыли). Деаэраторы с их баками размещают на необходимой высоте (примерно 25 м) над питательными насосами во избежание вскипания воды и явления кавитации на входе воды в них и т. д.

2. Компоновка главного корпуса должна обеспечивать индустриальные методы его строительства и монтажа, ремонта оборудования. Предусматривают установку грузоподъемных механизмов (электрических мостовых кранов и др.) для обслуживания основного и вспомогательного оборудования.

3. Компоновка главного корпуса должна предусматривать удобные условия эксплуатации, в частности наличие достаточных проходов между оборудованием, монтажных и ремонтных площадок, свободного места для выемки элементов оборудования. Должны учитываться современные методы управления работой оборудования — автоматического и дистанционного — с устройством блочных щитов управления, с использованием электронных вычислительных машин (ЭВМ) и т. д.

4. Санитарно-гигиенические требования включают создание нормальных условий труда персонала электростанций, нормальных условий жизни населения, защиту природы в районе электростанции. В помещениях электростанции должны обеспечиваться естественное освещение (или лампы дневного света), приток свежего воздуха (аэрация), вентиляция. Содержание вредных примесей — твердых и газообразных (оксидов серы и азота) — в уходящих дымовых газах электростанций не должно превышать допустимых пределов. Сточные воды, отводимые в водные бассейны, должны очищаться в соответствии с санитарными нормами.

5. Экономичность сооружения и эксплуатации электростанции достигается компактным размещением оборудования в соответствии с последовательностью технологического процесса, сокращением длины коммуникаций (трубопроводов пара и воды, газопроводов и

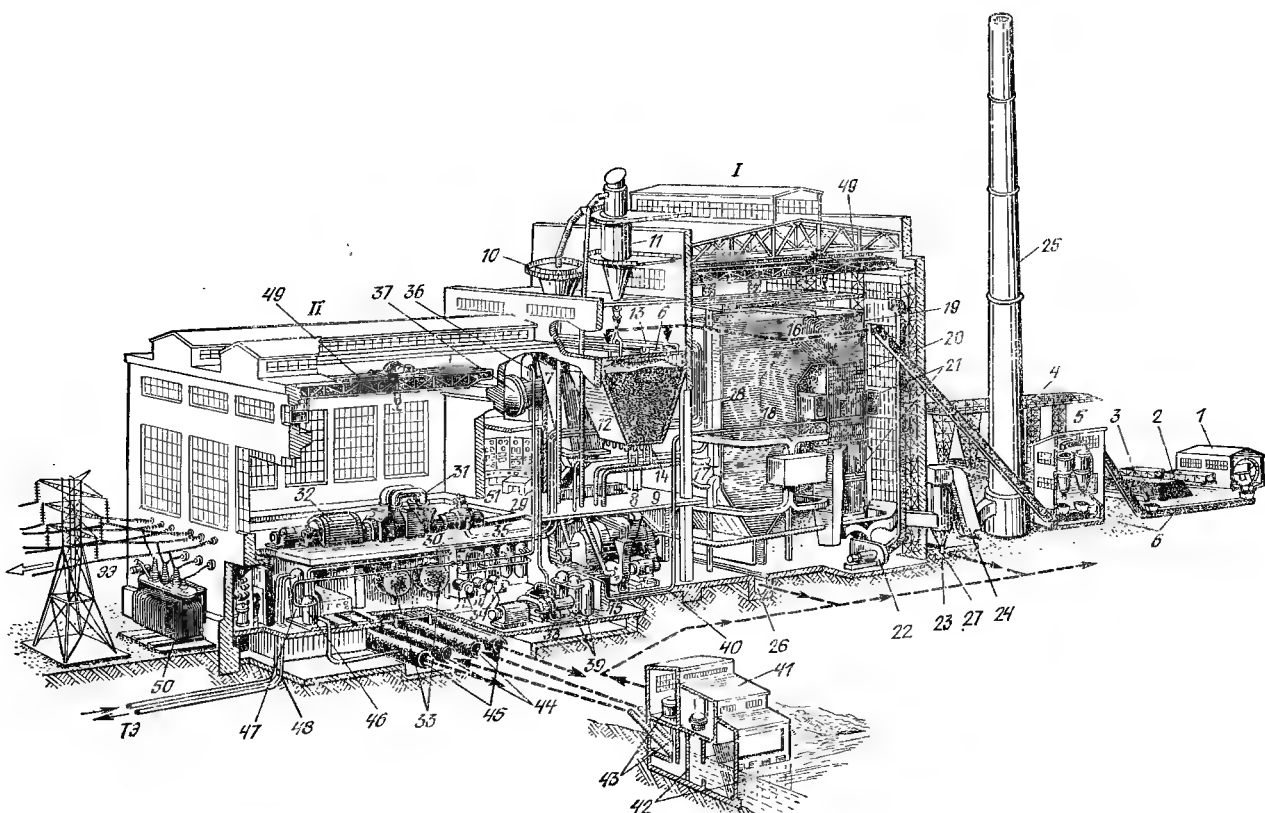


Рис. 14.1. Простейшая схема размещения оборудования и сооружений энергоблока пылеугольной электростанции:

1 — помещение паровых котлов; II — машинный зал; 1 — разгрузочное устройство; 2 — вагоны с углем на склад; 3 — склад; 4 — кран-перегрузчик; 5 — дробильная установка; 6 — ленточные конвейеры; 7, 8 — бункера и питатели сырого угля; 9 — угольная мельница; 10 — сепаратор; 11 — пылевой циклон; 12 — бункер угольной пыли; 13 — пылевой шнек; 14 — питатели пыли; 15 — мельничий вентилятор; 16 — паровой котел; 17 — пылеугольные горелки; 18 — топочная камера; 19 — пароперегреватель; 20 — экономайзер; 21 — воздухоподогреватель; 22 — дутьевые вентиляторы; 23 — золоуловители; 24 — дымососы; 25 — дымовая труба; 26, 27 — шлакоотводящие и золоотводящие каналы; 28 — трубопроводы свежего пара; 29, 30 — трубопроводы пара промежуточного перегрева; 31 — паровая турбина; 32 — электрический генератор; 33 — конденсатор; 34 — конденсатные насосы; 35 — регенеративные подогреватели низкого давления; 36 — деаэрактор; 37 — бак-аккумулятор; 38 — питательные насосы; 39 — регенеративные подогреватели высокого давления; 40 — питательные трубопроводы; 41 — насосная охлаждающей воды; 42 — очистные сетки; 43 — насосы охлаждающей воды; 44, 45 — подающие и сливные трубопроводы охлаждающей воды; 46 — фильтры химического обессоливания воды; 47 — сетевые подогреватели; 48 — электрическое распределительное устройство собственного расхода; 49 — электрический мостовой кран; 50 — повышающие электрические трансформаторы; 51 — тепловой щит управления; 53 — электроразвертка высокого напряжения; ТЭ — тепловая энергия

воздуховодов, электрических силовых и измерительных кабелей и т. д.). Сокращение длины коммуникаций способствует снижению их стоимости и энергетических потерь в них. Однако удешевление электростанции не должно идти в ущерб нормальному ее функционированию, удобству эксплуатации и условиям труда персонала.

На развитие типов компоновки главного корпуса большое влияние оказали санитарно-гигиенические требования (охрана труда персонала и защита окружающей среды). На АЭС добавляются еще весьма важные требования безопасности — биологической и противоаварийной защиты.

Главный корпус электростанции — центр общего технологического процесса. Оборудование, размещенное в главном корпусе, соединено рядом технологических линий с прочими производственными устройствами электростанции (топливное и зольное хозяйство, техническое водоснабжение, очистка и удаление дымовых газов и др.). Из главного корпуса отводится произведенная в нем электрическая, а также тепловая энергия (рис. 14.1).

14.2. Основные типы компоновки турбинного и котельного оборудования

14.2. Основные типы компоновки турбинного и котельного оборудования

Машинный зал разделяют по высоте на две части: верхнюю, в которой находится турбоагрегат, и нижнюю, в которой размещают вспомогательное оборудование — конденсатор турбины (между колоннами фундамента турбоагрегата), регенеративные подогреватели, конденсатные и питательные насосы, иногда циркуляционные насосы, трубопроводы охлаждающей воды и др.

Нижнюю часть машинного зала называ-

ют конденсационным помещением. Вверху машинного зала устанавливают мостовой электрический кран с основным крюком грузоподъемностью до 125 т и малым крюком грузоподъемностью до 20 т. Грузоподъемность основного крюка мостового крана выбирают по массе наиболее тяжелой части турбоагрегата (статора электрического генератора или др.).

В перекрытии над конденсационным помещением устраивают проемы (люки) для обслуживания краном вспомогательного оборудования.

Вокруг турбоагрегата и вдоль стен устраивают галереи и переходы. Такое размещение турбоагрегата называют островным.

Существуют два типа размещения турбоагрегатов в машинном зале: продольное, при котором продольные оси турбоагрегата и машинного зала параллельны (или совпадают), и поперечное, при котором эти оси взаимно перпендикулярны.

При продольном размещении турбоагрегатов пролеты машинного зала и мостового крана относительно невелики. При этом удобно размещается вспомогательное оборудование, просты подвод и отвод охлаждающей воды конденсаторов турбин, помещение имеет хорошее естественное освещение. Однако в этом случае длина машинного зала обычно больше длины котельной, удлиняются главные трубопроводы. Продольное размещение турбоагрегатов широко применяли ранее.

На электростанциях с блочной структурой, при которой главный корпус состоит из одинаковых секций, включающих отдельные блоки, для гармоничного сочетания котельной и машинного зала принято, как правило, поперечное размещение турбоагрегатов. Турбоагрегаты размещают турбинами со стороны котельной, а электрическими генераторами со стороны наружной стены машинного зала. При этом улучшается подвод паропроводов к турбинам и отвод электрического тока из генераторов, сокращаются длины паропроводов и выводов электрического тока. Пролеты машинного зала и мостового крана при такой компоновке возрастают приблизительно на 30 %, однако общая длина машинного зала сокращается.

На отечественных блочных электростанциях продольное размещение применено лишь для турбоагрегатов 800 МВт.

У торцевых стен машинного зала, а также между отдельными группами турбоагрегатов электростанции предусматривают монтажные площадки на уровне пола конденсационного этажа. На этом же уровне по всей длине машинного зала, близ наружной (фа-

садной) стены машинного зала, прокладывают железнодорожный путь широкой колеи.

Компоновка оборудования машинного зала должна предусматривать свободные места для выемки ротора электрогенератора, а также труб конденсаторов турбин.

Для прокладки трубопроводов охлаждающей воды, размещения конденсатных насосов турбин и т. д. на многих электростанциях выполнены подвальные помещения глубиной около 2,5 м.

В компоновках новых ТЭЦ подвальное помещение главного корпуса не применяется ввиду частого его затопления при разрыве трубопроводов сетевой воды или грунтовыми водами. На КЭС отказ от подвального помещения привел бы к необходимости повысить давление, развиваемое циркуляционными насосами для подачи охлаждающей воды в конденсаторы турбины.

Каркас здания машинного зала и всего главного корпуса в целом образуется металлическими (стальными) или железобетонными колоннами, связанными между собой горизонтальными балками (ригелями).

Продольный шаг колонн современных электростанций достигает 12 м. Эта величина кратна модулю (длина элемента 3 м) сборного железобетона, как и строительные размеры различных других частей здания. Например, проемы машинного зала равны 39, 45, 51, 54 м и т. д.

Тип компоновки котельной зависит от вида топлива, способа его подготовки, типа парового котла. При использовании газа и мазута отпадают бункерное отделение, оборудование пылеприготовления, золоуловители, багерные насосы. Для различных углей типа АШ применяют систему пылеприготовления с промежуточным бункером угольной пыли, шаровые барабанные тихоходные мельницы, размещаемые на первом этаже бункерного отделения. Тощие и каменные угли размалывают в среднеходных или молотковых мельницах, бурые угли — в молотковых или мельницах-вентиляторах. Мельницы этих типов устанавливают близ топочной камеры, в помещении котельной, применяя систему пылеприготовления с непосредственным вдуванием пыли.

Ранее применяли преимущественно паровые котлы с П-образной компоновкой. Для крупных энергоблоков 500 и 800 МВт на экибастузских и канско-ачинских углях применяют Т-образные котлы с двумя конвективными шахтами и одной топочной камерой. Такие котлы применяли и ранее на отдельных установках, использующих АШ и в особенности экибастузские угли, характеризующиеся твердой абразивной золой, вызываю-

щей сильный износ металла трубок котла.

В газомазутных энергоблоках широко применяют регенеративные воздухоподогреватели (РВП), в пылеугольных энергоблоках 500 и 800 МВт — трубчатые воздухоподогреватели.

Колонны каркаса котельного помещения выполняют также с продольным шагом 12 м. Вместе с колоннами машинного зала они образуют единый каркас здания главного корпуса.

Внутренние колонны машинного зала и котельной соединяются между собой в пределах промежуточного помещения поперечными горизонтальными балками (ригелями). Это обеспечивает устойчивость главного корпуса против ветровой нагрузки.

Паровые котлы выполняли ранее с корпусом, опирающимся на собственный фундамент. В настоящее время каркас парового котла подвешивают к мощной «хребтовой» балке, через которую нагрузка от веса котла передается на основные колонны и фундамент здания котельной.

Над котлами может передвигаться мостовой электрический кран грузоподъемностью главного крюка до 60 т и вспомогательного до 10 т.

В условиях умеренного и теплого климата воздухоподогреватели, а также золоуловители (электрофилтры) и дымососы устанавливают на открытом воздухе близ наружной стены котельной. Над этими устройствами размещают грузоподъемные механизмы (мостовые электрические краны и т. п.). При суровом холодном климате на востоке нашей страны на электростанциях Экибастузского и Канско-Ачинского комплексов трубчатые воздухоподогреватели устанавливают в пристройке к котельному помещению.

Часть помещений котельной и машинного зала, в которых находится оборудование одного энергоблока, называют ячейкой главного корпуса. При установке на электростанции, как обычно, шести — восьми энергоблоков главный корпус составляется из соответствующего числа одинаковых ячеек. Характерным размером ячейки является ее ширина. В зависимости от мощности энергоблока, вида топлива, типа размещения турбоагрегатов в машинном зале (продольного или поперечного) ширина ячейки, кратная 12 м, изменяется в широких пределах — от 36 до 96 м (в машинном зале).

14.3. Компоновка главного корпуса пылеугольных электростанций

Тип компоновки главного корпуса пылеугольной электростанции в Советском Союзе изменялся в зависимости от требований к

чистоте воздушного бассейна, а также к размещению пылеприготовительных устройств.

Первоначально было обязательно размещать пылеприготовление у наружной стены котельной для отвода взрывных волн и хлопков в пылевых устройствах из здания котельной наружу. Это определило выполнение компоновки главного корпуса с наружным бункерным отделением, с размещением в нем пылеприготовительного оборудования и пылевых бункеров.

На пылеугольных электростанциях первых пятилеток применялись почти исключительно шаровые барабанные тихоходные мельницы практически для всех углей: АШ, тощих, бурых подмосковных и челябинских и др. Электростанции выполнялись с верхним размещением дымососов и металлических дымовых труб без золоуловителей или с малоэффективными малогабаритными электрофилтрами.

Усилившиеся требования к чистоте воздушного бассейна привели к установке в котельной электрофилтров (вертикального сотового типа) и к сооружению железобетонной дымовой трубы вне котельной на уровне земли.

Следующим шагом было вынесение за пределы котельной, на открытый воздух, также золоуловителей и дымососов.

В начале 40-х годов требование размещения пылеприготовления у наружных стен котельной было отменено, что позволило применять компоновки главного корпуса с внутренним бункерным отделением. В 40-х годах распространение получили электростанции с турбоагрегатами мощностью до 100 МВт, с параметрами пара 9 МПа, 500—535 °С, без промежуточного перегрева, с неблочной структурой.

Главный корпус такой электростанции выполнялся с двухпролетным промежуточным помещением — со смежными деаэрационным и бункерным отделениями. Турбоагрегаты размещались в машинном зале продольно. Котел устанавливался фронтом к внутреннему бункерному отделению. Такая компоновка существенно упрощала выход дымовых газов из котельной к золоуловителям и далее к дымососам и дымовым трубам (рис. 14.2).

На электростанциях с энергоблоками 150 и 200 МВт с параметрами пара примерно 13 МПа, 565/565 °С, с промежуточным перегревом пара, а также с энергоблоками 300 МВт с параметрами примерно 24 МПа, 540/540 °С, с промежуточным перегревом пара принято поперечное размещение турбоагрегатов и совмещенное однопролетное бункерно-деаэрационное отделение. Промежуточные бункера угольной пыли размещают между бункерами

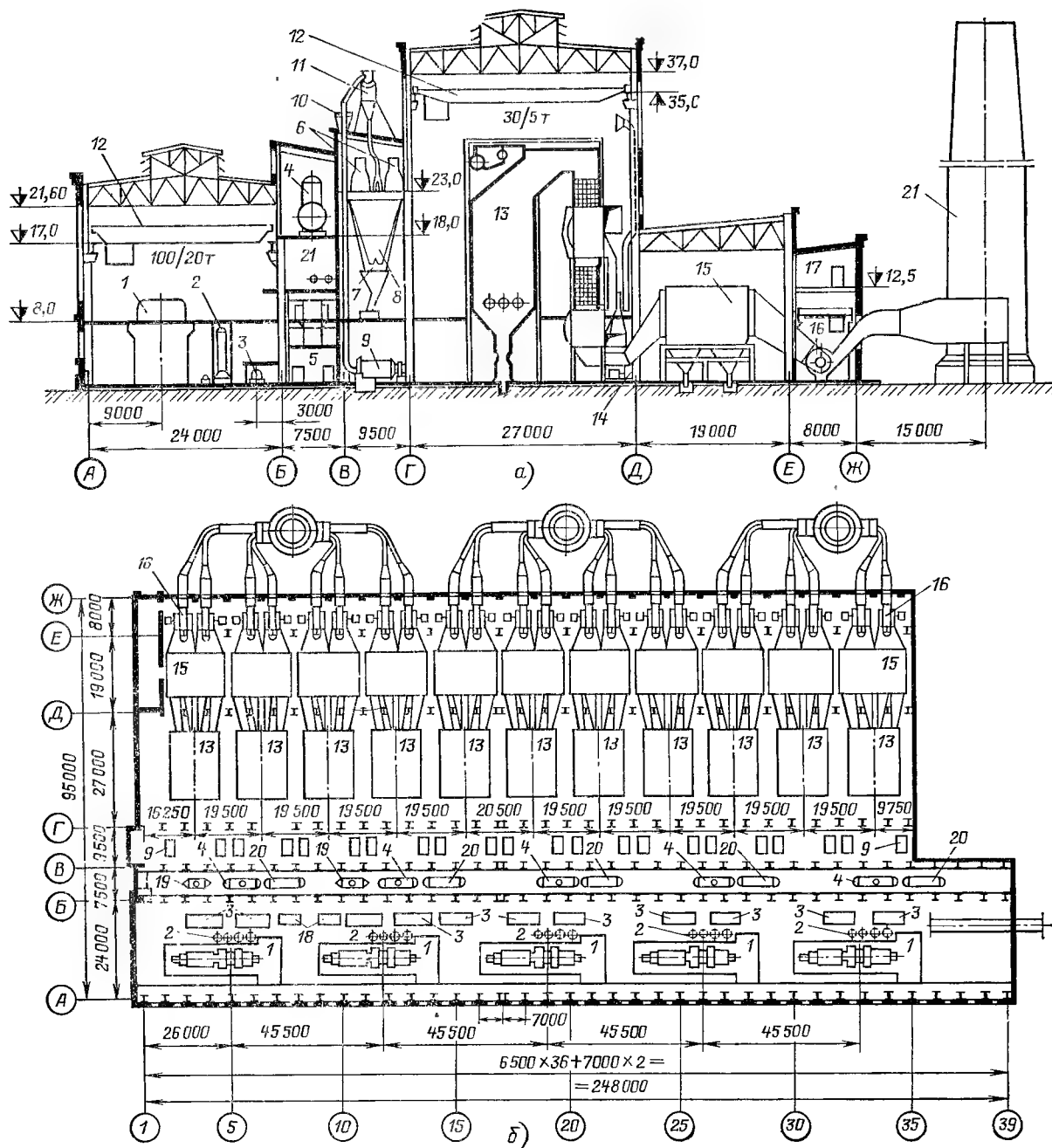


Рис. 14.2. Компоновка главного корпуса пылеугольной электростанции со смежными деаэрационным и внутренним бункерным отделениями, с продольным размещением турбоагрегатов в машинном зале:

а — поперечный разрез; б — план; 1 — турбоагрегат К-100-90; 2 — регенеративные подогреватели; 3 — питательный насос; 4 — основной деаэрактор; 5 — распределительное устройство собственного расхода; 6 — конвейеры топливоподачи; 7 — угольные бункера; 8 — промежуточные бункера пыли; 9 — шаровая барабанная мельница; 10 — сепаратор пыли; 11 — циклон; 12 — мостовые краны; 13 — паровой котел производительностью 230 т/ч; 14 — дутьевой вентилятор; 15 — электрофильтр; 16 — дымосос; 17 — распределительное устройство электрофильтров; 18 — питательный турбонасос; 19 — деаэрактор добавочной воды; 20 — бак питательной воды; 21 — дымовая труба

сырого угля соседних паровых котлов (рис. 14.3).

В текущем десятилетии мощные конденсационные пылеугольные электростанции сооружают почти исключительно на востоке страны в крупнейших топливно-энергетических комплексах (ТЭК).

На Экибастузском ТЭК работает первая такая ГРЭС с пылеугольными энергоблоками 500 МВт, с Т-образными паровыми котлами типа П-57Р на параметры пара примерно 24 МПа, 540/540 °С. Каменный уголь ($Q_{нр} = 14,4$ МДж/кг, $A^c = 44\%$) поступает для размола в среднеходные валковые мельницы.

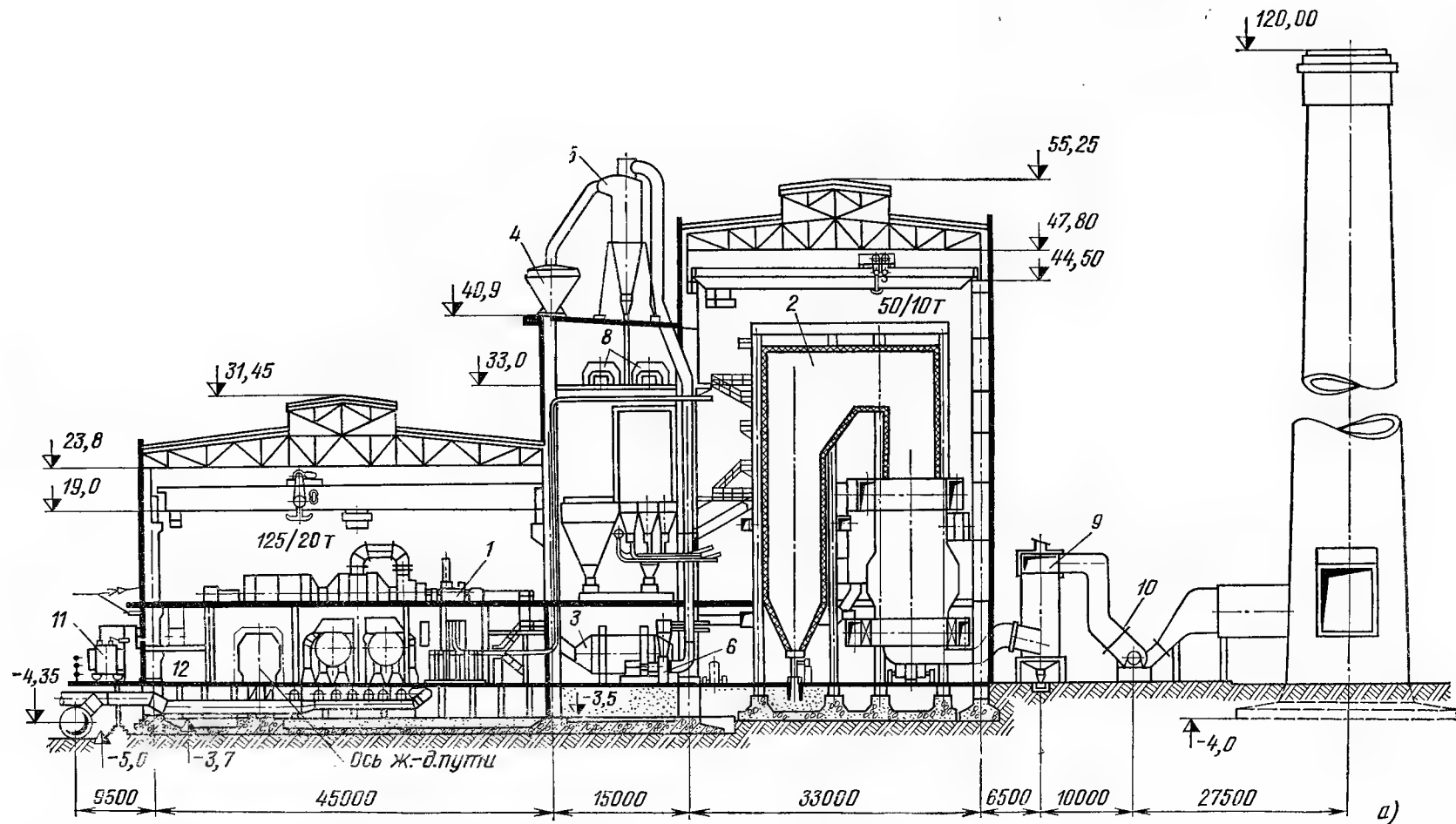


Рис. 14.3. Компоновка главного корпуса пылеугольной электростанции 1200 МВт блочной структуры:

a — поперечный разрез; *б* — план; 1 — турбоагрегат типа К-200-130 с параметрами пара 13 МПа, 565/565 °С; 2 — паровой котел производительностью 640 т/ч, 14 МПа, 570/570 °С; 3 — шаровая барабанная мельница; 4 — сепаратор пыли; 5 — пылевой циклон; 6 — мельничный вентилятор; 7 — дутьевой вентилятор; 8 — конвейеры топливоподдачи; 9 — золоуловитель типа МП-ВТИ; 10 — дымосос; 11 — повышающий трансформатор; 12, 19 — распределительные устройства собственного расхода; 13 — питательные насосы; 14 — испарители; 15 — основной деаэрактор; 16 — подогреватели низкого давления; 17 — подогреватели высокого давления; 18 — блочный щит управления

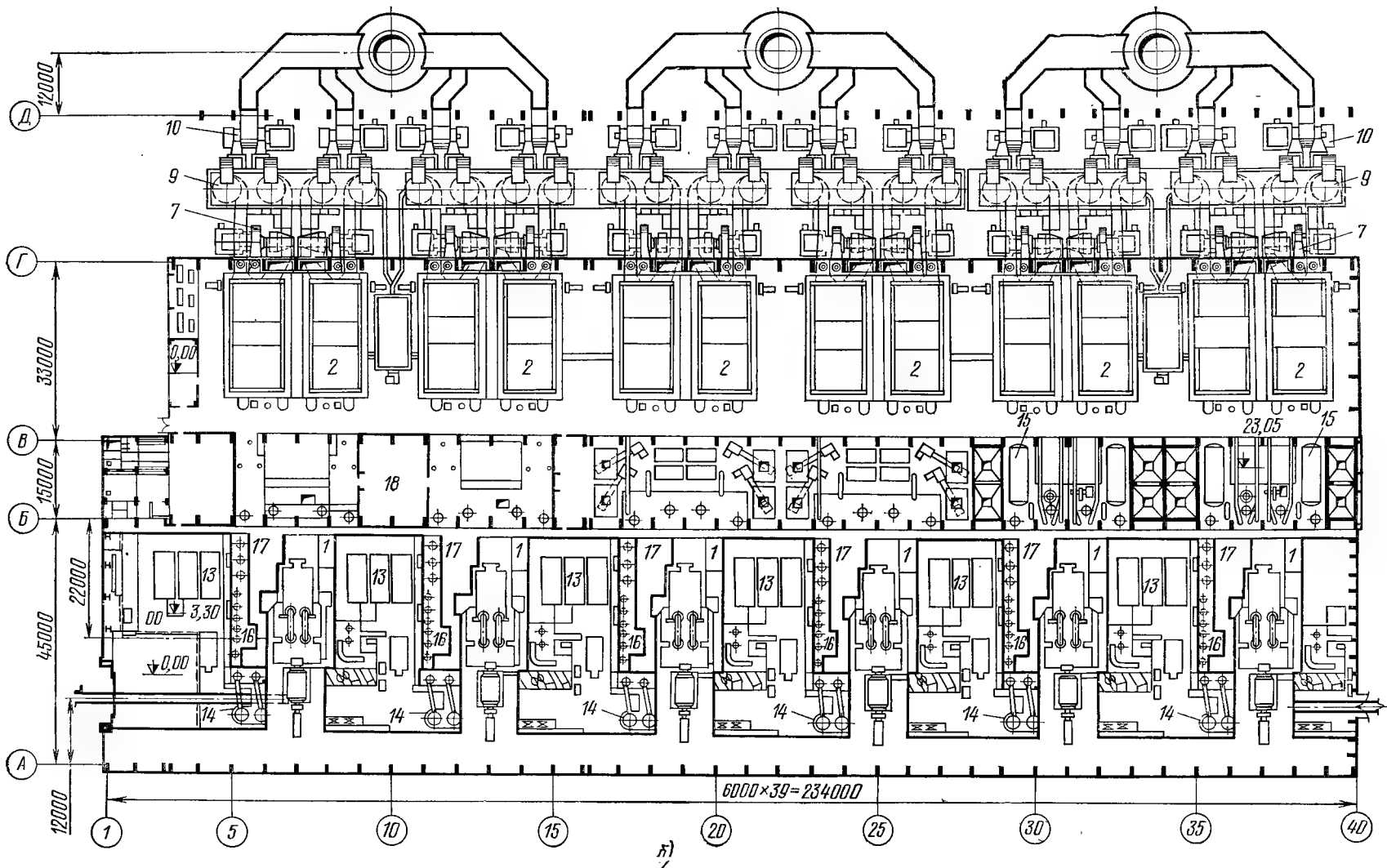


Рис. 14.3. Продолжение

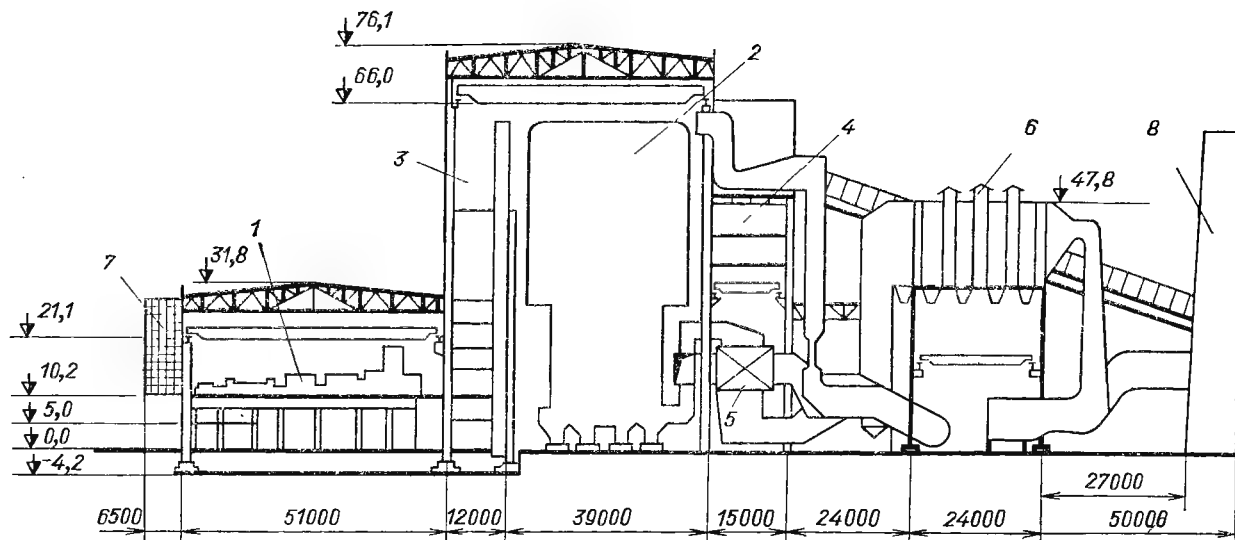


Рис. 14.4. Поперечный разрез главного корпуса Экибастузской ГРЭС-1:

1 — турбогенератор; 2 — паровой котел; 3 — деаэрационная этажерка; 4 — помещение ленточных транспортеров и питателей сырого угля; 5 — трубчатый воздухоподогреватель; 6 — электрофильтры; 7 — блочный щит управления; 8 — дымовая труба

Угольная пыль подается в топку котла через 24 вихревые горелки в два яруса. Турбогенератор 500 МВт имеет поперечное расположение при ячейке блока 60 м (рис. 14.4). Деаэрактор питательной воды расположен в отдельной секции под общей крышей котельного отделения. Блочные щиты управления вынесены на наружную стенку машинного отделения, что обеспечивает лучшие условия работы для обслуживающего персонала и средств вычислительной техники. Воздухоподогреватели трубчатого типа устанавливаются в пристройке к котельному отделению, высота которого превышает 70 м. Для удаления дымовых газов ГРЭС 4000 МВт оборудуется двумя дымовыми трубами высотой по 420 м.

Для Канско-Ачинского ТЭК проектируются и строятся ГРЭС с энергоблоками 800 МВт установленной мощностью по 6400 МВт (Березовская ГРЭС-1 и др.). В проектах АТЭП принято продольное размещение турбогенераторов (рис. 14.5). Ячейка блока в продольном направлении в этом случае увеличена до 72 м. Кроме того, обеспечены дополнительные пролеты для ремонта оборудования. В поперечном направлении главный корпус ГРЭС включает машинный зал с пролетом 54 м, бункерно-деаэрационную этажерку (12 м), котельное отделение с тремя пролетами (12+30+12 м), бункерное отделение (12 м), отделение трубчатых воздухоподогревателей (30 м), отделение электрофильтров (54 м), под которыми установлены дымососы.

Т-образный паровой котел П-67 произво-

дительностью 2650 т/ч с тангенциальной топкой квадратного сечения подвешен на отметке 105,5 м к потолочному перекрытию, состоящему из хребтовых, подхребтовых, межхребтовых балок и системы связей пролетом в 30 м. Совмещение несущих конструкций котельной и каркаса парового котла позволяет сэкономить до 1500 т металла и до 4000 м³ железобетона, а также обеспечивает оптимальные термические перемещения котла. В системе пылеприготовления использованы восемь мелющих вентиляторов производительностью 70 т/ч с прямым вдуванием пыли в топку котла. Надежное топливоснабжение энергоблоков обеспечивается подачей угля в главный корпус по двум топливным трактам. При полной нагрузке расход бурого угля для восьми блоков ГРЭС достигает 4000 т/ч, или 96 000 т/сут. Дымовые газы удаляются и рассеиваются в атмосфере при помощи двух дымовых труб высотой 360 м (одна труба на четыре блока).

Три цилиндра низкого давления турбины К-800-240-5 ЛМЗ подключены к конденсационному устройству, состоящему из двух конденсаторов с общим паровым пространством и последовательным включением по охлаждающей воде для использования преимуществ ступенчатой конденсации пара.

Блочные щиты управления (1 щит на два энергоблока) расположены за пределами наружной стенки.

Развитие пылеугольных ТЭЦ на перспективу актуально для ряда районов страны:

ТЭЦ в районах центра европейской части СССР и Поволжья — на кузнечных углях;

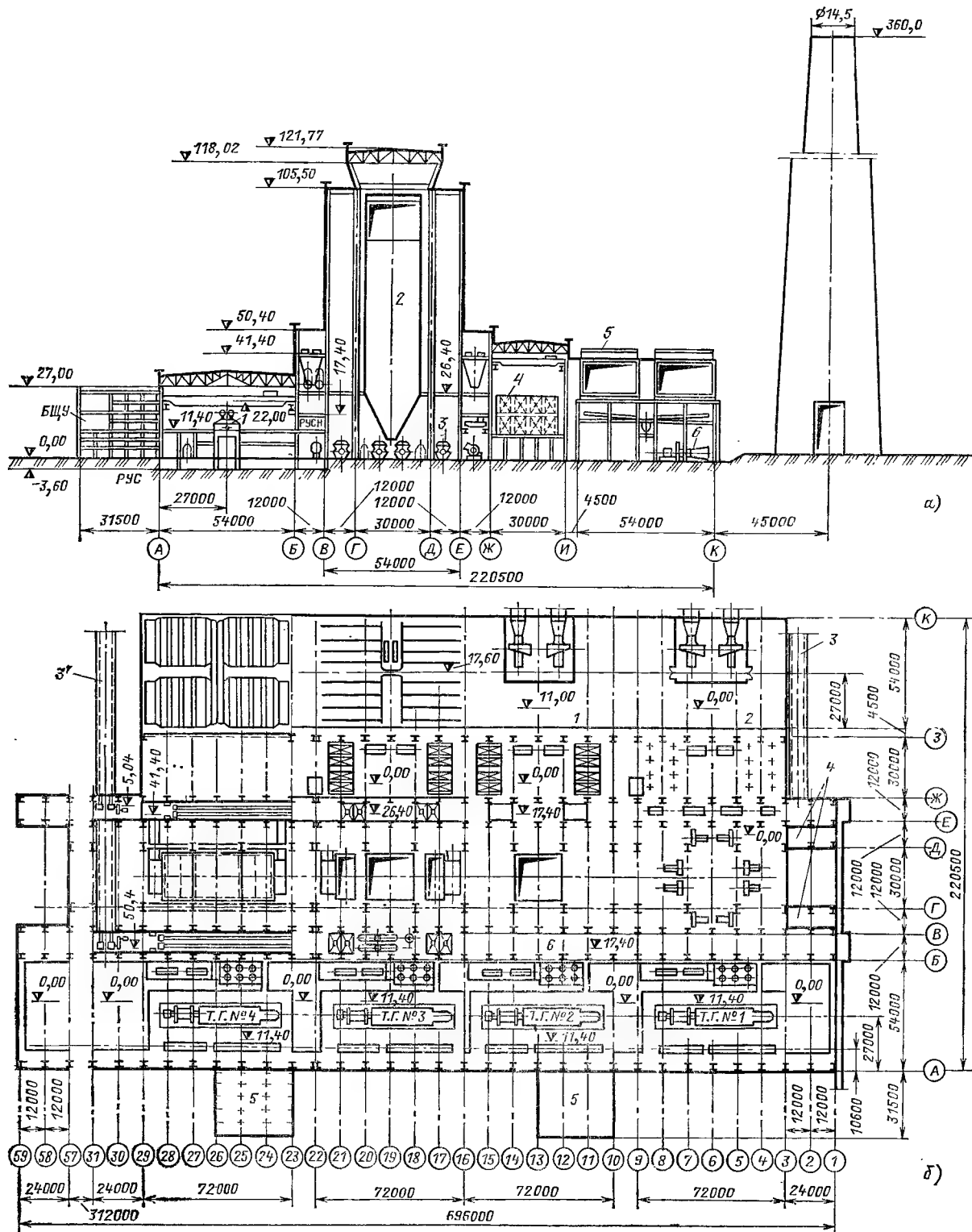


Рис. 14.5. Компоновка главного корпуса Березовской ГРЭС-1 с энергоблоками 800 МВт:

а — поперечный разрез: 1 — турбогенератор; 2 — паровой котел П-67; 3 — мелющие вентиляторы; 4 — трубчатый воздухоподогреватель; 5 — электрофильтр; 6 — дымосос; б — план: 1 — вспомогательные помещения; 2 — помещения ХВО и насосного отделения; 3, 3' — соответственно первый и второй вводы тракта топливоподдачи; 4 — бытовые помещения; 5 — БЩУ; 6 — трубопроводный этаж

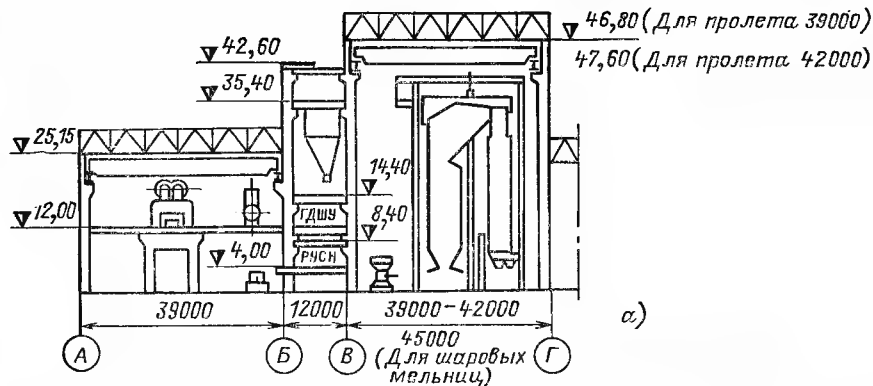
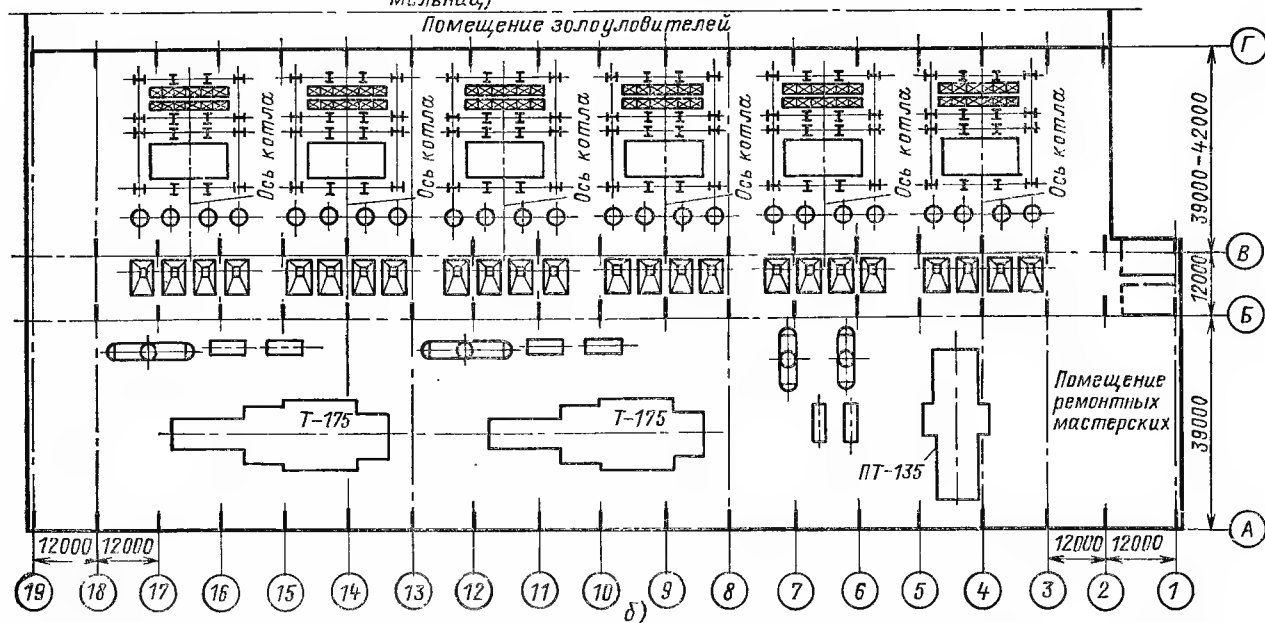


Рис. 14.6. Компоновка главного корпуса пылеугольной ТЭЦ-ЗИТТ.
а — поперечный разрез; б — план



ТЭЦ в районах Казахстана и Южного Урала — на экибастузских и карагандинских углях;

ТЭЦ в районах Сибири — на канско-ачинских углях.

ВНИПИэнергопромом разработан проект унифицированной пылеугольной теплоэлектроцентрали на твердом топливе ТЭЦ-ЗИТТ для целого ряда теплофикационных турбоустановок: ПТ-135, Т-175, Р-100, Р-50, ПТ-80, ПТ-60, Т-110 на параметры свежего пара 13 МПа, 560°C. В качестве парового котла используется унифицированный котел БКЗ производительностью 420 т/ч.

На рис. 14.6 приведен один из вариантов компоновки главного корпуса промышленно-отопительной ТЭЦ-ЗИТТ. Ячейка унифицированного парового котла в продольном направлении составляет 30 м. Продольный размер секции турбогенератора зависит от его типа. Для турбин ПТ-135, Т-175 он равен 60 м, что позволяет установить два котла по дубль-схеме. Для турбин Т-110, ПТ-80, Р-50 размеры секции попеременно составляют 36 и 24 м таким образом, чтобы две соседние секции имели общий продольный размер 60 м и позволяли установить два унифицированных котла.

В поперечном направлении пролет машинного от-

деления принят 39 м, что позволяет осуществить как продольное (Т-175), так и поперечное (ПТ-135, Т-110, ПТ-80, Р-100) расположение турбоагрегатов. Деаэраторы и питательная установка размещены в машинном зале на специальной конструкции. Питательные насосы рассчитаны на работу с пониженным кавитационным запасом; необходимая высота подпора на входе насоса снижена до 9 м.

В бункерной этажерке (12 м) размещены бункера и питатели сырого угля, узлы трубопроводов, оборудование групповых щитов управления. Пролет котельного отделения составляет 39—42 м в зависимости от системы пылеприготовления. Паровые котлы рассчитаны преимущественно на сухое шлакоудаление и комплектуются мелющими вентиляторами МВ-2120/600/740 либо среднеходными мельницами МВС-180 — по четыре на один котел.

Перспективные варианты компоновки главного корпуса ТЭЦ-ЗИТТ с выносом в пристройки за переднюю стенку машинного зала центрального электрического щита, групповых щитов управления (ГЩУ), аккумуляторной батареи (глубина ячейки до 18 м).

Сетевые подогревательные установки ТЭЦ комплектуются с тремя ступенями сетевых насосов: I и II ступени — насосы типа СЭ-5000-70 и III ступень — насосы СЭ-5000-1600.

Сетевые трубопроводы выводятся через главный корпус в сторону фасадной стены котельной (ряд А) и затем к никовой водогрейной котельной на площадке ТЭЦ, размещаемой со стороны дымовой трубы. В ка-

честве пиковых водогрейных котлов целесообразно использовать пылеугольные котлы типа КВТК-100.

В машинном и котельном отделениях ТЭЦ устанавливаются по два мостовых крана грузоподъемностью по 50/10 т.

14.4. Компоновка главного корпуса газомазутных электростанций

В течение ряда лет в Советском Союзе на тепловых электростанциях, в особенности на ТЭЦ, широко применяли в качестве топлива природный газ и мазут.

Компоновка главного корпуса газомазутной электростанции значительно проще, чем на углеугольной. Она естественно выполняется в виде параллельно расположенных примыкающих друг к другу машинного зала, промежуточного однопролетного (деаэрационного) помещения, котельной. Паровой котел устанавливается фронтом к машинному залу. Дымовые газы из котельной выводятся наружу к находящимся на открытом воздухе регенеративным воздухоподогревателям, затем к дымососам и к дымовой трубе. Ввиду высокой сернистости сжигаемого мазута на крупных ТЭС дымовые трубы выполняют большой высоты (250—400 м). Близ регенеративных воздухоподогревателей устанавливаются калориферы для предварительного подогрева воздуха паром или горячей водой.

На ряде крупных электростанций в европейской части Советского Союза работают газомазутные энергоблоки 800 МВт. Две из них — в Приднестровье — выполнены с оригинальной компоновкой, которую можно назвать «зубчатой». Машинный зал с продольно расположенными в нем турбоагрегатами 800 МВт значительно длиннее котельной. Котлы находятся в отдельных помещениях, примыкающих к машинному залу и расположенных близ паровых турбин соответствующих энергоблоков (рис. 14.7).

Наиболее мощный в мире одновальный турбоагрегат газомазутного энергоблока 1200 МВт устанавливают в двухпролетном машинном зале (рис. 14.8). Применение газомазутного котла малогабаритного типа позволяет выполнять главный корпус в виде однопролетного зала с установкой в нем турбоагрегатов, котлов, деаэраторов.

Развитие энергетики на севере Тюменской области связано со строительством крупных ГРЭС, использующих в качестве топлива исключительно природный газ. На рис. 14.9 приведен разрез главного корпуса одной из таких электростанций — Сургутской ГРЭС-2. Она рассчитана на установку шести энергоблоков 800 МВт. Используются турбоагрегаты К-800-240-5 ЛМЗ в новой унифицированной компоновке, с сокращенной длиной ячейки, равной 72 м вместо 108 м, для блоков 800 МВт Углеродской и Запорожской ГРЭС (рис. 14.7). Паровые котлы ТГМП-204 ТКЗ производительностью 2650·10³ кг/ч на параметры перегретого пара 25 МПа, 545/545 °С модернизированы с учетом работы только на природном газе и при большой продолжительности отрицательных температур наружного воздуха. Котлы выполнены газоплотными, на уравновешенной тяге. Весь необходимый для сжигания топлива воздух поступает через приточные вентиляционные установки, расположенные на наружных стенах главного корпуса со стороны машинного зала (ряд А) и отделения РВП и дымососов (ряд Д). В этих установках горячей водой из сетевых подогревателей энергоблоков (температурный график 150/70 °С) воздух подогревается до 10—15 °С.

Паровые котлы расположены в котельном отделении без установки между ними глухих перегородок. Поэтому для обеспечения минимальной загазованности в верхней части котельной и отвода тепловыделений в главном корпусе ГРЭС весь воздух с температурой 30—40 °С засасывается дутьевыми вентиляторами в верхней части котельного отделения.

В компоновке Сургутской ГРЭС-2, так же как и в компоновке блоков 800 МВт на Березовской ГРЭС, котельная ячейка сдвинута относительно турбинной ячейки на два шага колонн в сторону временного торца. Это позволило сократить длину главных паропроводов и отказаться от трубопроводного коридора в деаэрационной этажерке.

Пролет машинного зала составляет 54 м при отметке обслуживания 11,4 м и глубине подвала 3,6 м. В пристройках со стороны ряда А расположены БЦУ (по одному на два блока). Пролет деаэрационного отделения равен 12 м, а ширина котельной принята 45 м. Под конвективной шахтой котлов установлено по два дутьевых вентилятора. Вплотную к котельной примыкает крытое отделение РВП и дымососов пролетом 33 м. В нем установлены по два РВП диаметром 13,88 м, два осевых дымососа и два дымососа рециркуляции дымовых газов для регулирования температуры пара промежуточного перегрева.

Природный газ после газораспределительной станции (ГРС) по трем трубопроводам диаметром 800 мм с давлением 1,2 МПа поступает к газораспределительным пунктам (ГРП) каждого из паровых котлов, а затем к 36 горелкам котла при давлении газа перед горелками 3 кПа.

Удаление дымовых газов и содержащихся в них оксидов азота осуществляется двумя дымовыми трубами ГРЭС (по три блока на одну трубу) с диаметром устья 11,9 м и высотой 272,7 м.

Институтом ВНИПИэнергопром разработан проект серийной газомазутной ТЭЦ заводского изготовления из типовых строительно-технологических секций, узлов и деталей повышенной готовности (ТЭЦ-ЗИГМ). Предусмотрено построить 17 таких ТЭЦ общей мощностью около 6 млн. кВт (Каунасская, Куйбышевская, Таллинская ТЭЦ-2, Северо-Двинская и др.).

Главный корпус ТЭЦ-ЗИГМ запроектирован в виде двухпролетного здания: машинное отделение и котельное отделение с встроенной в нем деаэрационной этажеркой. Турбоагрегаты ПТ-80, Т-110, Р-50 устанавливаются поперечно в здании с пролетом 57 м при ширине ячейки 24 м; турбоагрегаты ПТ-135, Р-100, Т-175 устанавливаются продольно при ширине ячейки соответственно 36, 36 и 48 м. На рис. 14.10 приведена компоновка котельного отделения серийной ТЭЦ-ЗИГМ с котлами БКЗ-420-140.

Дальнейшим совершенствованием компоновки ТЭЦ-ЗИГМ является внедрение малогабаритных паровых котлов с вихревыми циклонными топками конструкции ЦКТИ, что снижает стоимость строительно-монтажной части и улучшает удельные показатели компоновки главного корпуса (табл. 14.1).

Таблица 14.1

Показатель	ТЭЦ-ЗИГМ с обычными паровыми котлами (Таллинская ТЭЦ-2)	ТЭЦ-ЗИГМ с малогабаритными котлами (Ростовская ТЭЦ-2)
Основное оборудование (число и мощность): турбоагрегаты, МВт паровые котлы, т/ч	1×ПТ-80+3×Т-110 4×500	2×ПТ-80+2×Т-110 4×500
Удельная площадь застройки главного корпуса, м ² /кВт	0,0256	0,022
Удельный объем застройки главного корпуса, м ³ /кВт	0,895	0,777
Стоимость, %	100	95
Трудозатраты, %	100	82

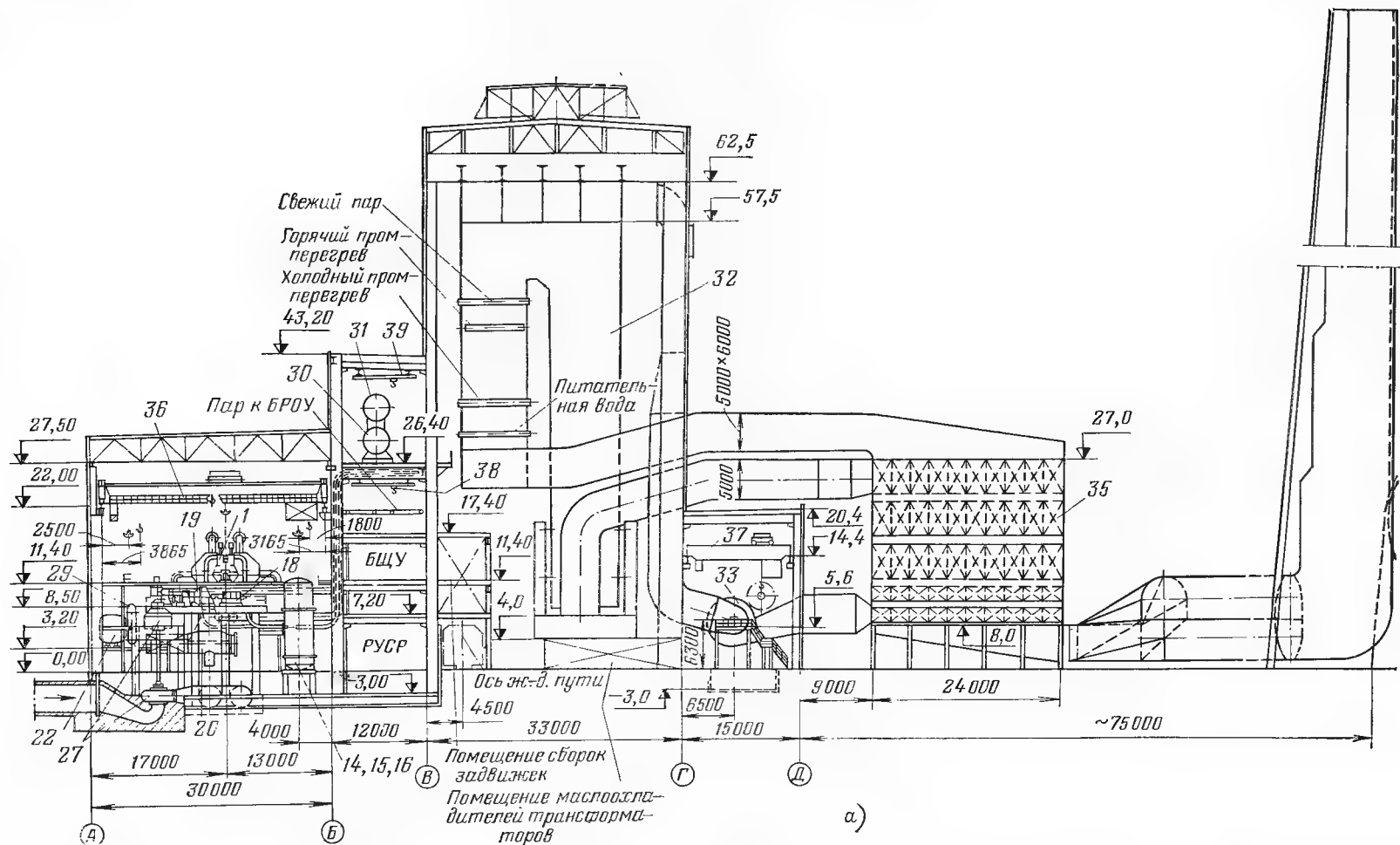


Рис. 14.7. Компонировка главного корпуса газомазутной электростанции с энергоблоками 800 МВт («зубчатая» компоновка с продольным расположением турбоагрегатов в машинном зале):

а — поперечный разрез; б — план энергоблока; в — план ТЭС 4800 МВт; 1 — турбина; 2 — генератор; 3 — возбудитель; 4 — насосы водяных эжекторов; 5 — конденсатные насосы; 6—9 — ПВД; 10, 11 — подогреватели уплотнений; 12 — циркуляционный охладитель генератора; 13 — насос замкнутой системы газоохладителей; 14—16 — ПВД; 17 — бустерный насос; 18 — питательный турбонасос; 19 — приводная турбина питательного насоса; 20 — конденсатор приводной турбины; 21 — целлюлозный фильтр; 22 — фильтр смешанного действия; 23 — охладитель огнестойкой жидкости; 24 — насос системы регулирования; 25, 26 — насосы системы смазки; 27 — циркуляционный насос; 28, 29 — подогреватели сетевой воды; 30 — деаэрационный бак; 31 — деаэрационная колонка; 32 — паровой котел; 33 — центробежная воздуходувка; 34 — турбопривод воздуходувки; 35 — воздухоподогреватель; 36, 37 — мостовые краны; 38—41 — кран-балки; 42 — монорельс; 43 — кран полукословой переносный; 44 — кран; 45 — насосы для охлаждения огнестойкой жидкости; 46 — сливные насосы ПВД; 47 — фильтры выносной регенерации

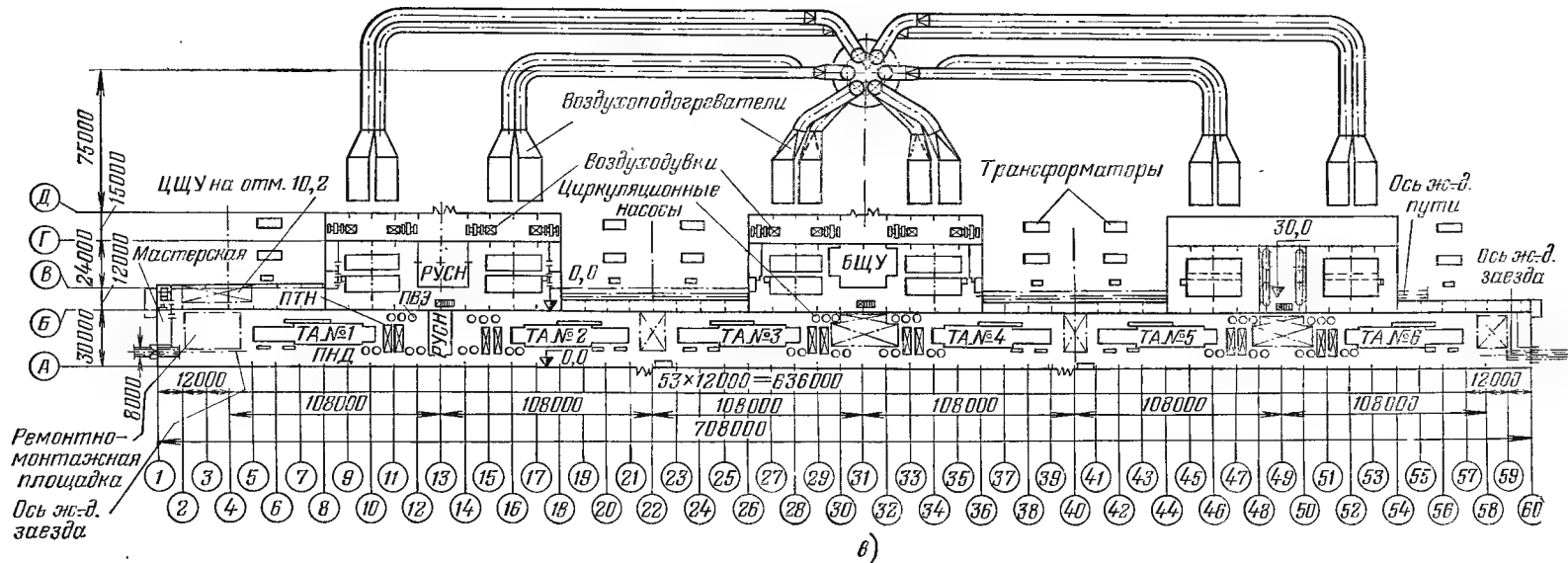


Рис. 14.7. Продолжение

Таблица 14.2

Показатель	Тепловые электростанции									Атомная электро-станция
	газозапутные					угольные				
	Сургутская ГРЭС-1	Ставрополь-ская ГРЭС	Сургутская ГРЭС-2	Костромская ГРЭС-3	ТЭЦ-ЗИГМ (проект)	Зуевская ГРЭС-2	Экибасту-ская ГРЭС-1	Гусино-Озерская ГРЭС-1	ТЭЦ-ЗИТТ (проект)	
Основное оборудование (число и мощность):										
турбоагрегаты, МВт	12×210	8×300	6×800	2×1200	3×Т-110: 1×ПТ-60	8×300	8×500	6×210	4×Т-110	2×1000
паровые котлы, т/ч (ядерные реакторы, МВт)	12×640	8×1000	6×2650	2×3950	4×420	8×1000	8×1630	6×640	4×420	2×1000
Удельная площадь застройки, м²/кВт	0,0256	0,0182	0,015	0,011	0,023	0,019	0,0154	0,0274	0,049	0,0162
Удельный объем застройки, м³/кВт	0,905	0,635	0,725	0,513	0,815	0,89	0,802	1,125	1,76	0,615
Удельные капиталовложения, руб./кВт	174	108,5	—	120	172	135,3	120,1	122	—	193,5*

* В новых типовых проектах АТЭП эта величина завышена.

На рис. 14.11 приведена компоновка главного корпуса Ростовской ТЭЦ-2 с малогабаритными котлами на газомазутном топливе. Такая компоновка позволила применить однопролетное совмещенное помещение машинного и котельного отделений при его ширине в 57 м. Используются поперечное расположение турбоагрегатов и установка специальной площадки для деаэраторов питательной воды на отметке 18 м.

Рассмотренные компоновки главного корпуса являются закрытыми. Лишь часть котельного оборудования (воздухоподогреватели, дымососы, калориферы) в условиях умеренного или теплого климата устанавливают на открытом воздухе.

В южных районах Советского Союза (Закавказье, Средняя Азия), а также за рубежом применялись полукрытые компоновки главного корпуса ТЭС. На открытом воздухе устанавливают котлы и их вспомогательное оборудование. Турбоагрегаты защищают легкими укрытиями (типа ангара), внутри которых находится козловой кран малой грузоподъемности для мелких ремонтных работ. Целесообразно выполнять такие укрытия (кабины) телескопического типа, раздвижными на катках. Для монтажа и ремонта крупных деталей турбоагрегатов применяют электрические краны (козлового или Г-образного типа).

Вспомогательное оборудование машинного зала находится в закрытом конденсационном помещении. Котлы прикрывают сверху навесами со скатами для отвода осадков. Каркас котла и боковые его ограждения выполняют с учетом ветровой нагрузки, с усилен-

ной тепловой изоляцией и противокоррозионной защитой. Вокруг котла, вдоль боковых его стен, на различной высоте устраивают закрытые галереи с лестницами для обслуживающего персонала станции. Для обслуживания котельного оборудования устанавливают грузоподъемные механизмы (электротельферы и др.), а также грузовые и пассажирские лифты.

Деаэраторы размещают на верхнем перекрытии промежуточного помещения или на специальных площадках близ котлов. Щиты управления оборудованием электростанции находятся в закрытых помещениях.

Открытые компоновки главного корпуса позволяют значительно снизить капитальные затраты на строительную часть, однако стоимость парового котла при этом возрастает. Условия работы персонала электростанции с

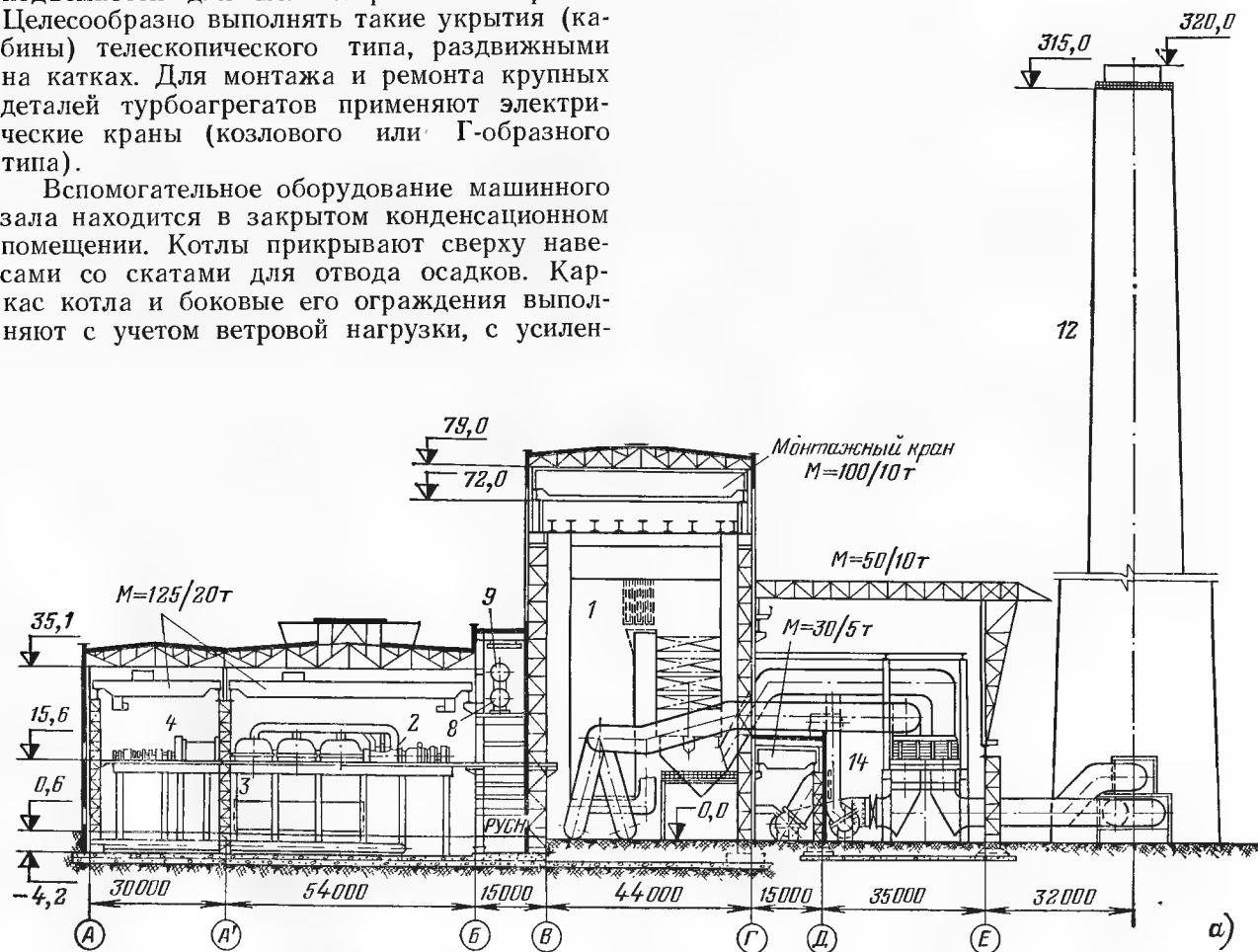


Рис. 14.8. Компоновка главного корпуса газомазутной электростанции 2400 МВт с двумя энергоблоками

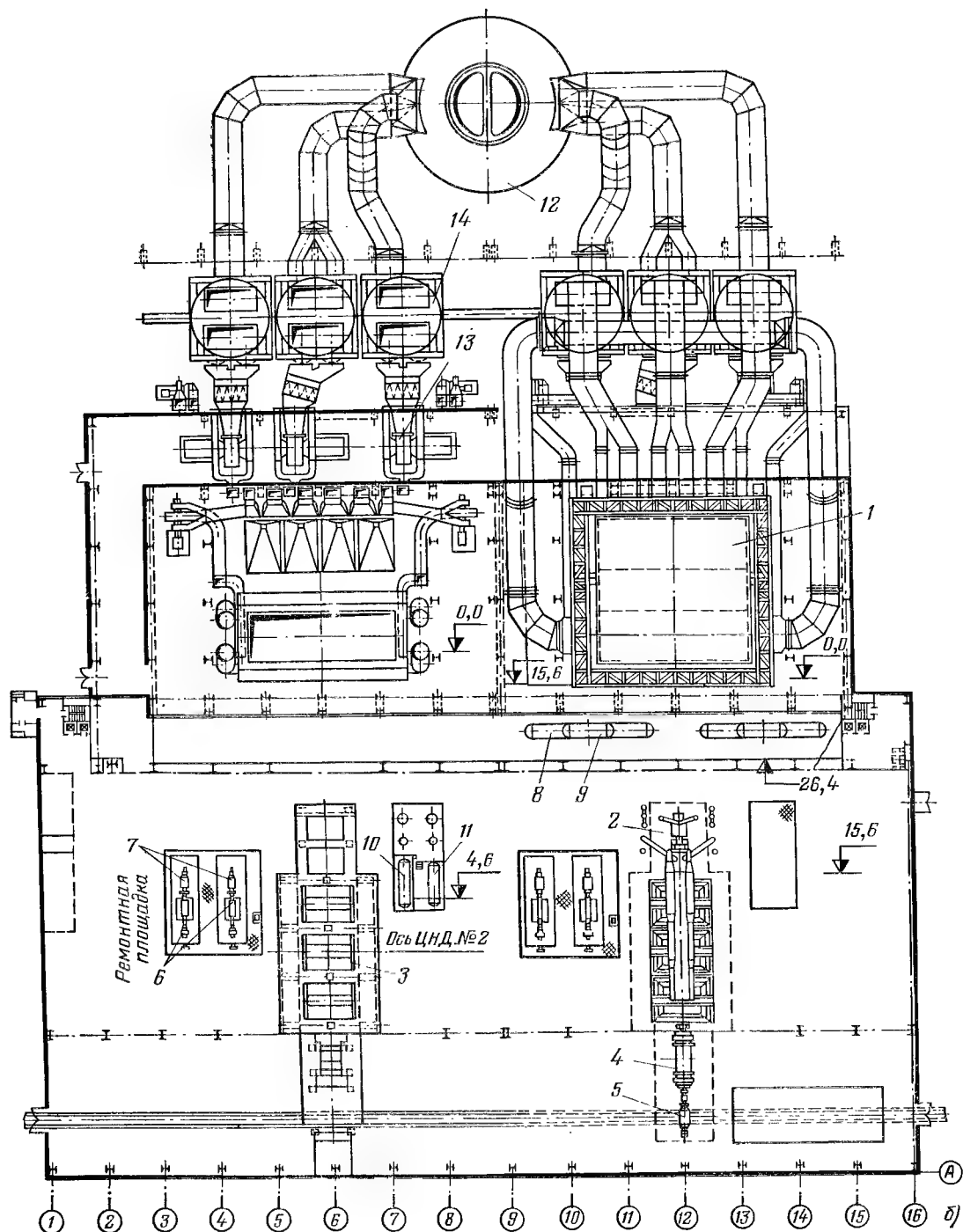
а — поперечный разрез; б — план; 1 — однокорпусный паровой котел; 2 — турбина; 3 — конденсатор; 4 — генератор; 5 — возбудитель; 6 — турбопривод ПТН; 7 — питательный турбонасос; 8 — деаэрационный бак; 9 — деаэрационная колонка 0,7 МПа; 10, 11 — ПНД смешивающего типа; 12 — дымовая труба; 13 — воздуходувка; 14 — регенеративный воздухоподогреватель

открытой компоновкой из-за осадков, ветров, солнечной радиации хуже, чем на электростанциях с закрытой компоновкой главного корпуса. По этим причинам открытые компоновки главного корпуса электростанции в последние годы в Советском Союзе, а также за рубежом не применяют.

Приближенным критерием экономичности компоновки главного корпуса электростанции

служит удельный объем его здания, $\text{м}^3/\text{кВт}$: $v = V/N$. Для современных пылеугольных ТЭС $v \approx 0,6 \div 0,7 \text{ м}^3/\text{кВт}$, для газомазутных $v \approx 0,5 \div 0,6 \text{ м}^3/\text{кВт}$.

Более точно экономичность компоновки главного корпуса ТЭС характеризуется удельными затратами строительных материалов, объемом работ, массой металла трубопроводов и т. д. (табл. 14.2).



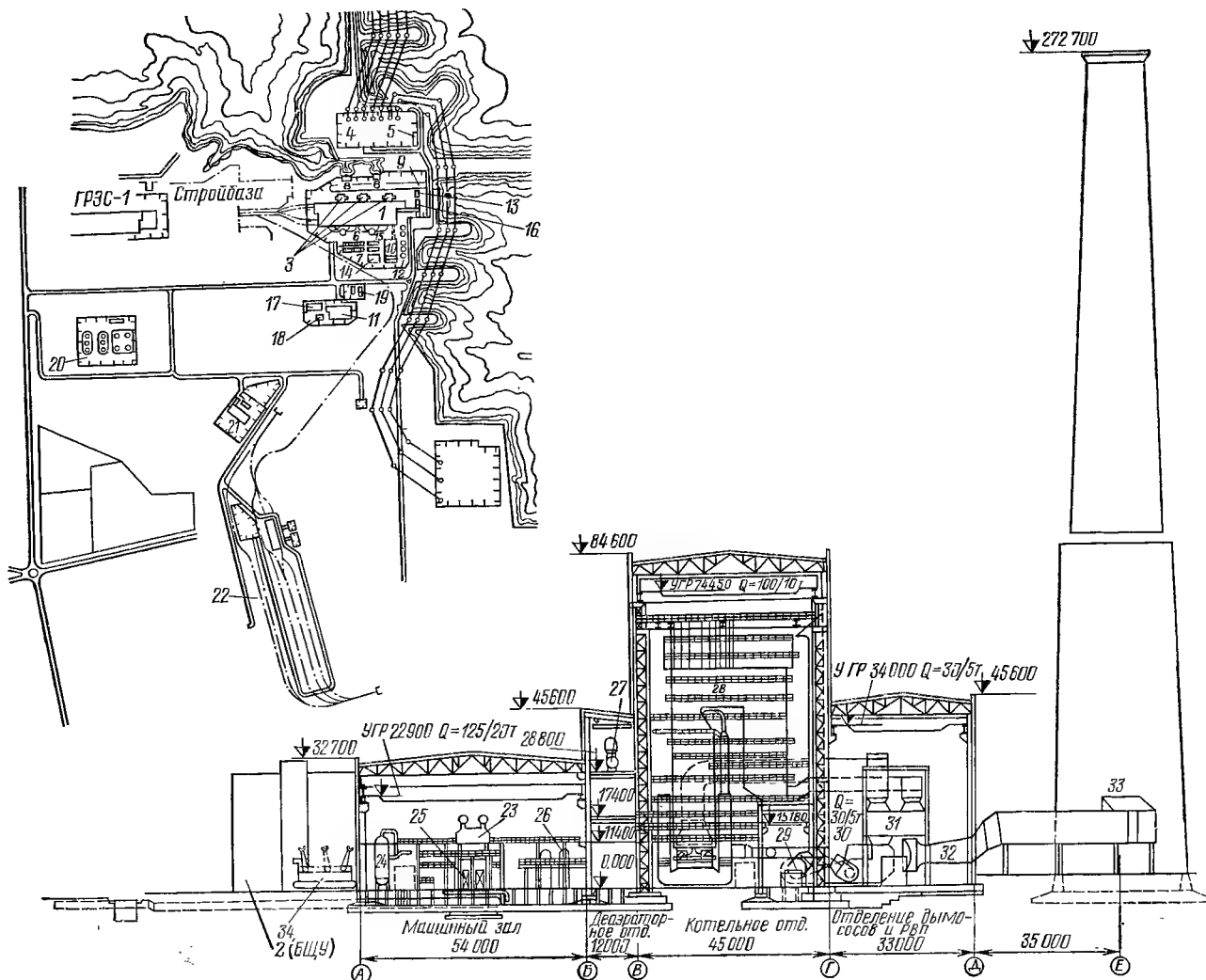


Рис. 14.9. Поперечный разрез главного корпуса Сургутской ГРЭС-2 и план его размещения на территории станции:

1 — главный корпус; 2 — блочный щит управления; 3 — открытая установка трансформаторов; 4 — открытое распределительное устройство 500 кВ; 5 — блок вспомогательных сооружений на ОРУ 500 кВ; 6 — газораспределительный пункт; 7 — здание газоочистки; 8 — блочная насосная с насосной производственно-противопожарного водоснабжения; 9 — открытый отводящий канал; 10 — химводоочистка со складом химреагентов и очистными сооружениями; 11 — объединенный ремонтный блок; 12 — общезаводская с дизельной; 13 — электролизная установка с объединенной насосной станцией перекачки хозяйственных и промывных стоков; 14 — ацетилено-генераторная со складом карбида; 15 — маслохранилище; 16 — инженерно-бытовой корпус; 17 — ремонтно-строительный цех; 18 — тепловозное депо; 19 — автохозяйство; 20 — мазутное хозяйство аварийного топлива; 21 — завод электромонтажных изделий; 22 — тепломонтажная база; 23 — турбина; 24 — испаритель; 25 — конденсатор; 26 — подогреватель высокого давления; 27 — деаэрактор; 28 — паровой котел; 29 — дутьевой вентилятор; 30 — дымосос рециркуляции; 31 — регенеративный воздухоподогреватель; 32 — осевой дымосос; 33 — дымовая труба; 34 — трансформатор

14.5. Компоновка главного корпуса АЭС

В главном корпусе атомной электростанции расположено ее основное оборудование: ядерные реакторы, парогенераторы с циркуляционными петлями, турбогенераторы, вентиляционная установка и водоочистка специального назначения, вспомогательное оборудование, бассейны выдержки отработавшего топлива и др. Компоновка главного корпуса отражает также особенности АЭС, связанные с повышенными требованиями радиационной защиты и надежности.

Для защиты персонала от радиационного излучения помещения главного корпуса разделяют на *зону строгого режима* (реакторное отделение, помещения, периодически загрязняемые радиоактивными веществами, машинное отделение одноконтурных АЭС и т. п.) и *зону свободного режима*, где в нормальных условиях исключается воздействие радиации (машинное отделение двухконтурных и трехконтурных АЭС, блочные щиты управления и др.). Переход из одной зоны в другую разрешен только через *санпропускники*. Помещения зоны строгого режима делятся на не-

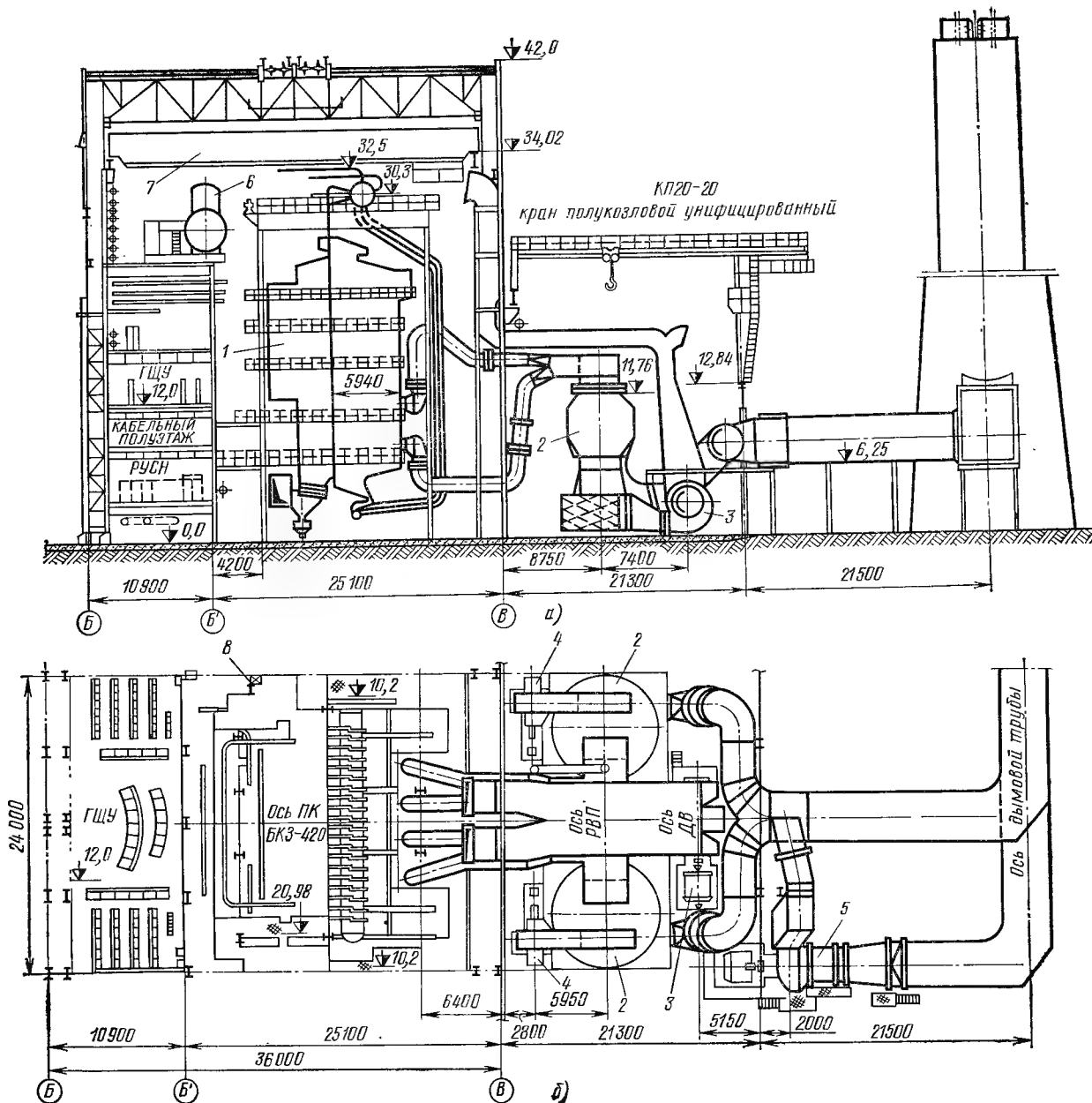


Рис. 14.10. Компоновка главного корпуса (котельное отделение) ТЭЦ-ЗИГМ:

а — поперечный разрез; б — план; 1 — паровой котел БКЗ-420-140 ПГМ-3; 2 — регенеративный воздухоподогреватель РВП-5400 (5800) (2 шт.); 3 — дутьевой вентилятор; 4 — дымосос рециркуляции (2 шт.); 5 — дымосос резервный; 6 — деаэрактор; 7 — мостовой кран; 8 — грузовой лифт

обслуживаемые (доступ в них запрещен при работе ядерного реактора) и *полуобслуживаемые*, время пребывания в которых рабочего персонала контролируется по допустимой суммарной дозе облучения.

В компоновке главного корпуса современных двухконтурных АЭС с водо-водяными реакторами типа ВВЭР можно выделить реакторное и машинное отделения. В первом из них наряду с реактором располагают паро-

генераторы, циркуляционные петли с главными циркуляционными насосами (ГЦН), компенсаторы объема и другое вспомогательное оборудование: спринклерную установку и емкость аварийного запаса борного раствора системы аварийного охлаждения активной зоны реактора, бассейн выдержки отработанного топлива, различные теплообменники и т. п.

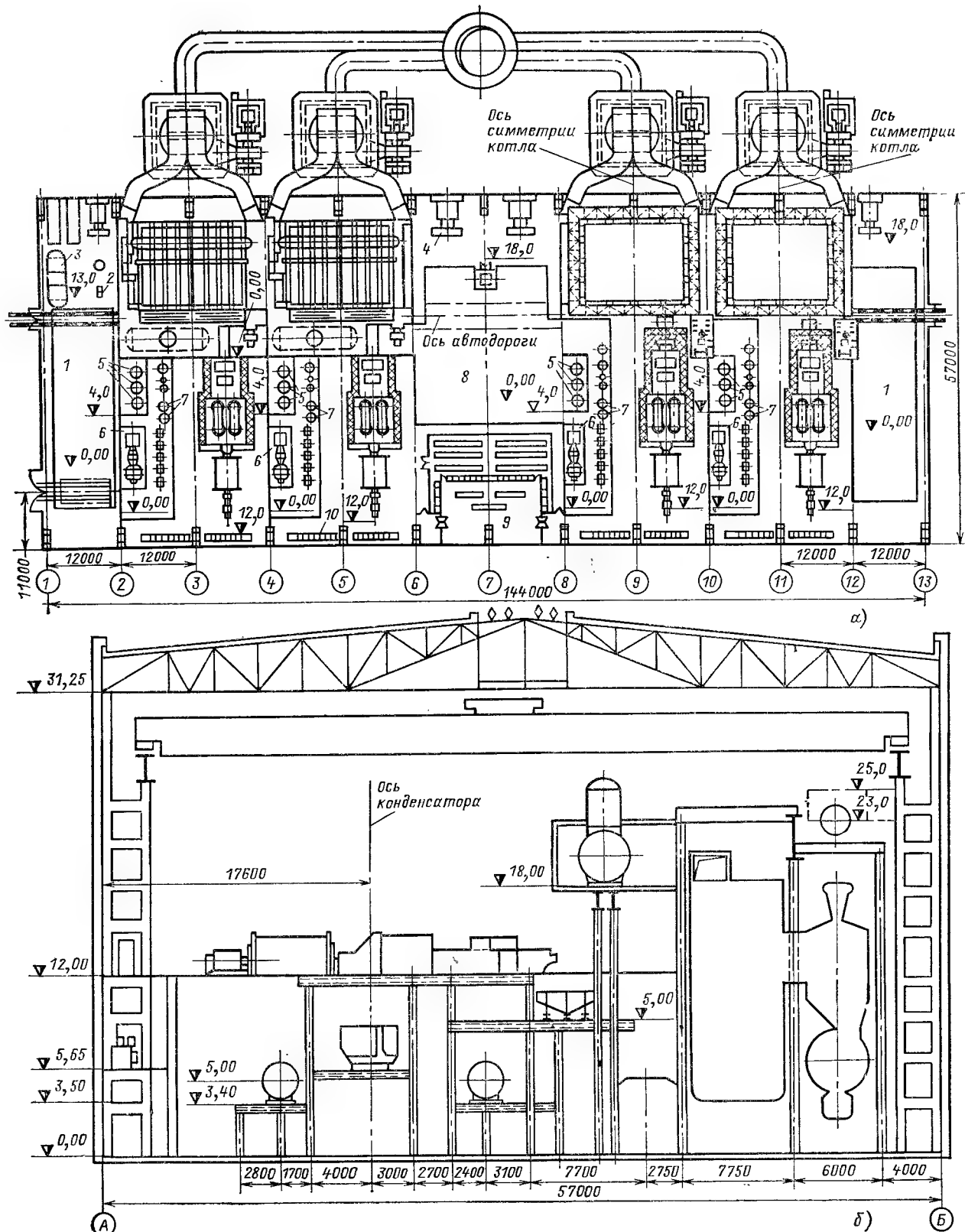


Рис. 14.11. Компонировка главного корпуса ТЭЦ-ЗИГМ с малогабаритными котлами:

а — с турбинами Т-110-130-3 (вариант ВШУ на четыре блока; б — с турбинами ПТ-80-130/15; 1 — ремонтная площадка; 2 — теплообменник; 3 — вакуумный деаэрактор; 4 — камера приточной вентиляции; 5 — ПВД; 6 — ПЭН; 7 — ПНД; 8 — ремонтно-монтажная площадка; 9 — БШУ; 10 — РУСН

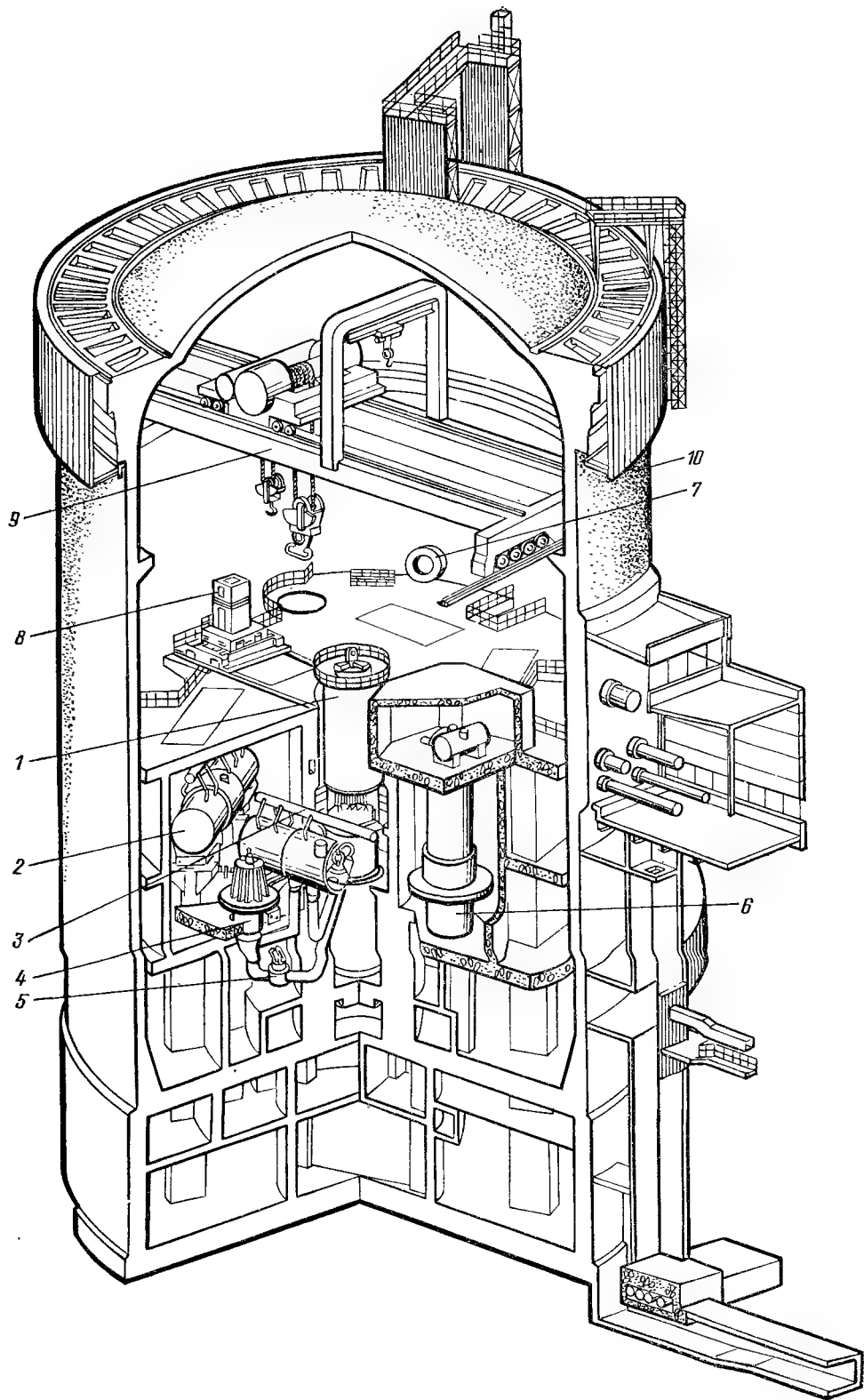


Рис. 14.12. Защитная оболочка реактора ВВЭР-1000:

1 — реактор; 2 — парогенератор; 3 — паропроводы; 4 — циркуляционный насос; 5 — запорная задвижка; 6 — компенсатор объема; 7 — аварийный шлюз; 8 — перегрузочная машина; 9 — мостовой кран $Q=400$ т; 10 — защитная железобетонная оболочка со стальной внутренней облицовкой

Основное технологическое оборудование обычно устанавливают в боксах, а все реакторное отделение заключено в цилиндрическую оболочку из напряженного железобетона, имеющую внутреннюю стальную облицовку. Оболочка рассчитана на локализацию радиоактивных выбросов при крупной аварии со значительным выбросом в помещение горячей воды (например, при разрыве трубопровода циркуляционной петли).

Оболочка реакторного отделения АЭС с ВВЭР-1000 (рис. 14.12) цилиндрическая, диаметром 45 м, со сферическим куполом, состоит из герметичной и негерметичной частей. Герметичная часть оболочки, начинающаяся с отметки 12 м, рассчитана на давление 0,5 МПа. Отметка обслуживания реактора 38 м. Вход в оболочку осуществляется на отметке 16 м через специальный шлюз. Выгрузка отработавшего топлива и загрузка

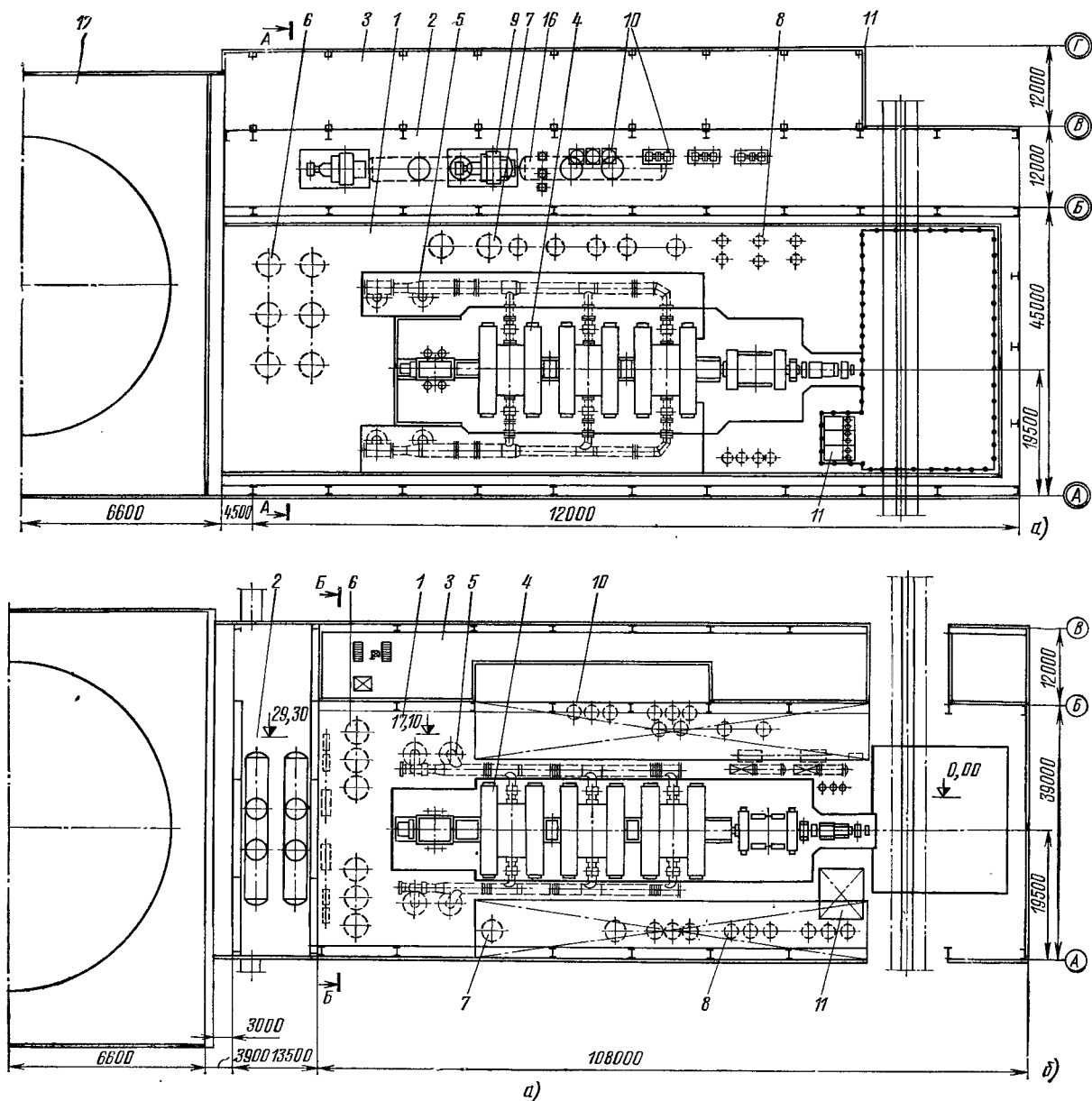


Рис. 14.13. Компонка главного корпуса унифицированного энергоблока 1000 МВт АЭС с водо-водяными реакторами:

а—план главного корпуса; б—разрез по машинному залу; в—разрез по деаэрационной этажерке; 1—машинный зал; 2, 3—соответственно деаэрационная и электротехническая этажерка; 4—турбина; 5—сепаратор-пароперегреватель; 6, 7—подогреватели высокого и низкого давления; 8—сетевые подогреватели; 9—питательные насосы; 10—конденсатные и другие насосы; 11—маслохозяйство; 12—14—мостовые краны грузоподъемностью соответственно 200, 15 и 20 т; 15—полноповоротный кран грузоподъемностью 10 т; 16—деаэраатор; 17—реакторное отделение

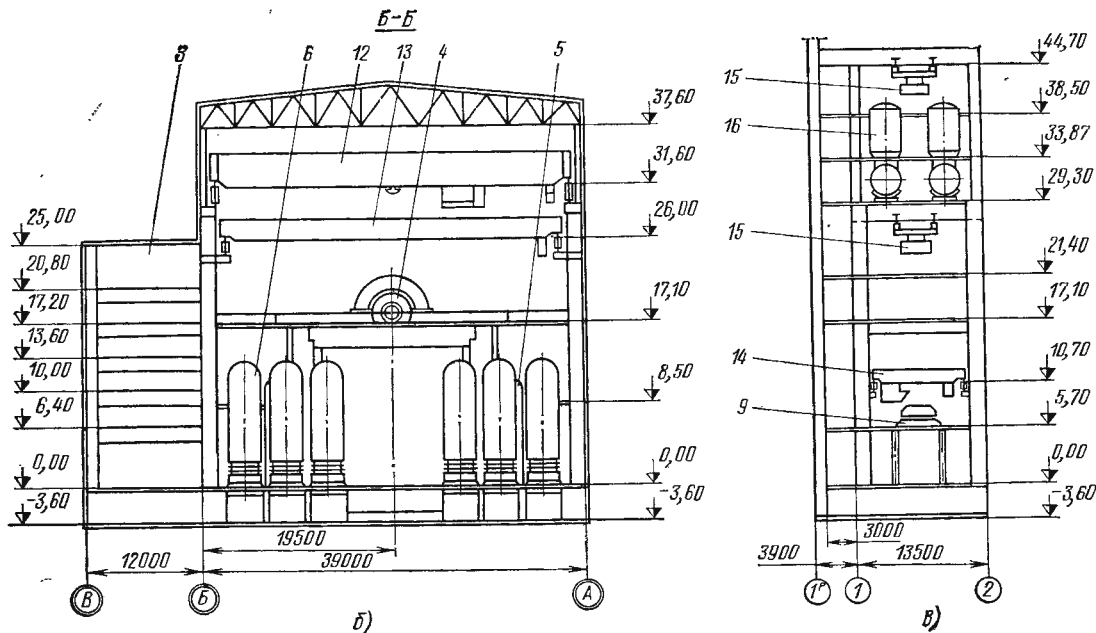


Рис. 14.13. Продолжение

свежего топлива происходят через герметичный люк на отметке примерно 12 м, куда подводится и железнодорожная колея.

Все трубопроводы поступают в машинный зал АЭС через герметичные стены оболочки при помощи специальных герметичных проходов. В реакторном зале установлен круговой мостовой электрокран.

Атомтеплоэлектропроектом разработан унифицированный проект АЭС с моноблоками мощностью по 1000 МВт, состоящими из ядерного реактора ВВЭР-1000 и паротурбинной установки ХТЗ К-1000-60-1500-2 или ЛМЗ К-1000-60/3000 (рис. 14.13). Особенностью этой компоновки является размещение энергоблоков в отдельных главных корпусах, что отвечает требованиям надежности и обеспечивает высокую степень индустриализации строительства АЭС.

Машинный зал пролетом 39 м и длиной 108 м примыкает к деаэрационной этажерке, расположенной у его торца. У ряда Б машинного зала находится электротехническая этажерка. Объединенный машинный зал примыкает к реакторному отделению.

В деаэрационной этажерке находятся блочный щит управления энергоблоком (БЩУ), два деаэратора, быстродействующие редукци-

онные установки конденсаторов (БРУ-К), турбопитательных насосов (БРУ-ТПН) и др. Через этажерку проходят паропроводы свежего пара и другие трубопроводы; в ней установлено вентиляционное устройство.

На АЭС с ВВЭР-1000 по сравнению с АЭС, использующими реакторы ВВЭР-440, укрупнено основное и вспомогательное оборудование, уменьшена удельная стоимость строительства, повышены параметры пара и тепловая экономичность установки. Себестоимость вырабатываемой электроэнергии снижена на 30%.

Главный корпус одноконтурной АЭС с каналным водографитовым реактором типа РБМК состоит обычно из реакторного и машинного отделений, между которыми расположена деаэрационная этажерка. Вспомогательное оборудование реактора и турбоустановки, как правило, изолировано при помощи железобетонных перегородок (боксов), обеспечивающих достаточную радиационную защиту (рис. 14.14). Для ограничения распространения радиоактивных продуктов как в обслуживаемые помещения, так и в атмосферу, в случае разуплотнения контура многоконтурной принудительной циркуляции, предусмотрена система локализации аварии со своими конденсаторами среды,

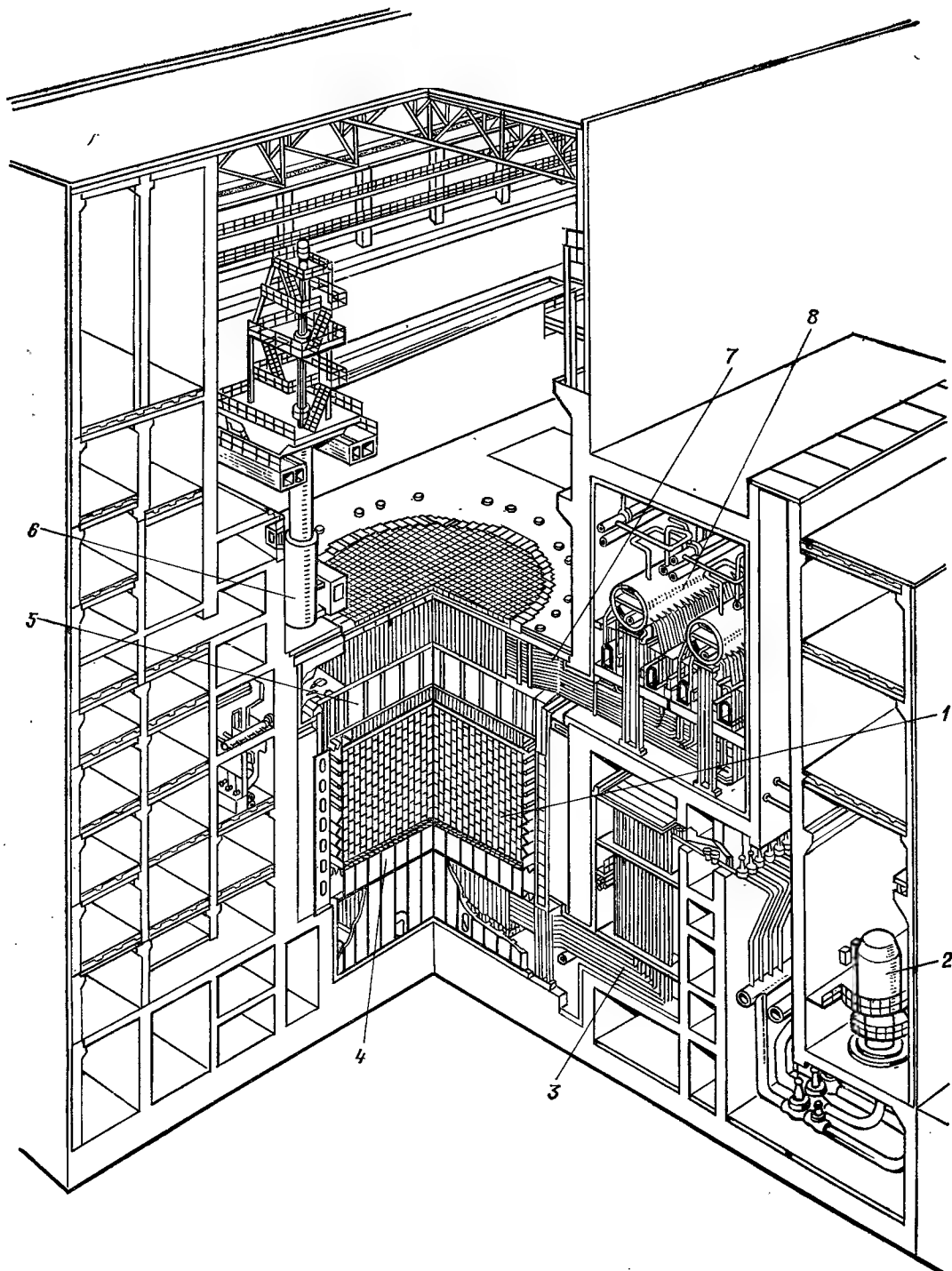


Рис. 14.14. Общий вид реакторной установки с реактором РБМК-1000:

1 — реактор; 2 — главный циркуляционный насос; 3 — подводящие трубопроводы; 4 — нижняя опорная плита; 5 — верхняя защитная плита; 6 — разгрузочно-загрузочная машина; 7 — пароводяные трубопроводы; 8 — барабаны-сепараторы

ТЕХНИЧЕСКОЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ

15.1. Потребление воды на ТЭС.

Источники и системы водоснабжения

Тепловые и атомные электростанции потребляют значительное количество воды для конденсации пара в конденсаторах паровых турбин, обеспечиваемое техническим водоснабжением электростанции. Потребителями технической воды являются также маслоохладители главных турбин и вспомогательного оборудования, охладители водорода и конденсата статоров электрогенераторов, охладители воздуха возбуждателей, система охлаждения подшипников механизмов и т. п. На ТЭС, сжигающих твердое топливо, техническая вода используется в системе гидротранспорта золы и шлака, для гидроуборки в тракте топливоподдачи. На АЭС потребителями воды технического водоснабжения являются, кроме того, различные элементы реакторной установки, теплообменники системы расхолаживания и др. Сырая вода для химической водоочистки электростанции обычно поступает из системы технического водоснабжения. Ниже показано соотношение между потребителями технической воды:

Потребители технической воды электростанции	Расход воды, %
Конденсация пара в конденсаторах турбин	100
Охлаждение водорода, воздуха, конденсата статора электрогенераторов и крупных электродвигателей	2,5—4
Охлаждение подшипников вспомогательных механизмов	0,3—0,8
Гидротранспорт золы и шлака при оборотной схеме водоснабжения системы гидрозолоудаления (в зависимости от расхода топлива, его зольности, способа золошлакоудаления и типа золоуловителей)	0,1—0,4
Восполнение потерь и утечек пароводяного тракта электростанции и тепловых сетей	0,04—0,1
Потребление воды бассейнами выдержки и перегрузки топлива, спринклерными устройствами реакторной установки АЭС	0,8—1
Потребление воды теплообменниками контура расхолаживания, охлаждение продувки парогенераторов АЭС	0,3—0,4

Основные потребители технической воды — конденсаторы паровых турбин — являются частью *низкопотенциального комплекса электростанции*, включающего также ЦНД турбин, систему технического водоснабжения с водоохладителем, где осуществляется передача теплоты конденсации пара окружающей среде (рис. 15.1).

Применяемые на ТЭС и АЭС конденсаторы — одноходовые либо многоходовые. Число ходов воды по отдельным группам поверхностей нагрева доходит до четырех. Независимо

от числа ходов используют двухпоточную схему движения воды от входной до выходной камер конденсатора, что позволяет отключить и осмотреть любой из двух потоков без останова турбины (на пониженной нагрузке). Современные конденсаторы выполняют регенеративного типа с нагревом переохлажденного конденсата до температуры насыщения отработавшего пара; их поверхность нагрева выполнена обычно из латунных прямых трубок диаметром 24—28 мм. Техническая вода из водоохладителя при помощи циркуляционных насосов поступает по подводящим каналам (водоводам) в водяные камеры конденсаторов, проходит по их трубной системе и затем сбрасывается по отводящим каналам снова в охладитель.

Наиболее распространенный источник технической воды для электростанций — реки. Расход воды в реке (дебит реки) и ее температура изменяются в течение года. Для большей части рек на территории СССР, протекающих по равнинам, характерен максимальный расход воды в их половодье (март, апрель), а также в период обильных дождей. Зимой и летом расход воды минимален. Для рек горных районов характерен пик в расходе воды, связанный с таянием ледников в летнее время (рис. 15.2). Источником водоснабжения может быть достаточных размеров озеро или море, если электростанция сооружена на его берегу. В тех случаях, когда дебит реки значительно превышает потребление технической воды электростанцией (в 3—4 раза и более), применяют *прямоточную систему водоснабжения*. Вода, взятая из реки,

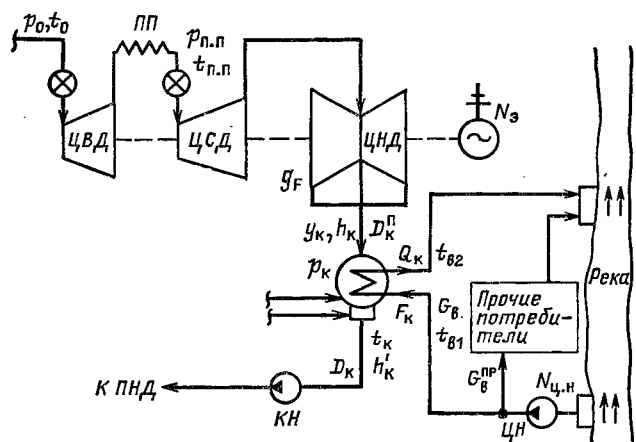


Рис. 15.1. Расчетная схема низкопотенциального комплекса электростанции:

ЦВД — цилиндр высокого давления; ЦСД — цилиндр среднего давления; ЦНД — цилиндр низкого давления; ЦН — циркуляционные насосы; КН — конденсатные насосы

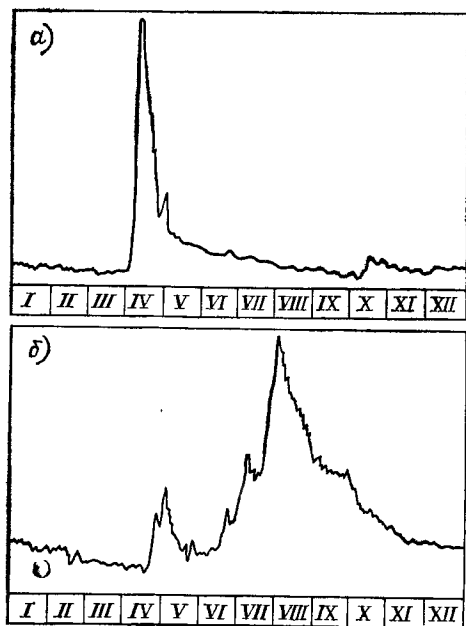


Рис. 15.2. Изменение расхода воды в реке в течение года:

а — равнинные реки; б — горные реки

проходит через конденсаторы турбин и затем сливается ниже по течению реки таким образом, чтобы смешение свежей и нагретой воды не вызывало нарушения экологической обстановки. Прямоточную систему можно осуществить на берегу моря или достаточно большого озера с проточной водой.

Использование соленой морской воды требует применения особых мер защиты оборудования и трубопроводов от коррозии. В основном это относится к конденсатору турбины, трубки которого, водяные камеры, трубные решетки должны быть выполнены из коррозионно-стойких материалов (специальных сплавов); применяют также специальную электрохимическую защиту конденсаторов и труб против коррозии. Крепление трубок в трубных решетках должно быть герметичным во избежание попадания морской воды в конденсат турбины. Содержание песка в подаваемой воде должно быть не более 20—50 мг/кг.

Оборотная система водоснабжения характеризуется многократным использованием технической воды. Ее применяют в тех случаях, когда в районе сооружения электростанции нет источника с достаточным расходом воды или ее ресурсы исчерпаны другими потребителями. В качестве *водоохладителя* в оборотной системе водоснабжения используют *водоем-охладитель* либо *градири*. Водоем-охладитель создается на базе небольшой реки с переменным расходом воды, колеблющимся

от максимального во время паводка до минимального, почти нулевого при пересыхании русла в летнее время и промерзании реки зимой. Вблизи электростанции устанавливают плотину, задерживающую сток реки для заполнения водоема-охладителя водой в период, предшествующий пуску ТЭС или АЭС.

Водоем-охладитель можно соорудить вне русла реки и заполнять его перекачиванием воды из источника водоснабжения, находящегося в нескольких десятках километров от электростанции. Этот же источник обеспечивает возмещение всех потерь воды электростанции и водоема-охладителя.

Градири являются типовыми водоохладителями, сооружаемыми на территории электростанции. Они состоят из оросительных устройств, вытяжных башен и приемного бассейна и обеспечивают тепло- и массообмен подогретой воды с окружающим воздухом.

Применение градири в качестве водоохладителя характерно для теплоэлектростанций, которые располагаются рядом с крупными населенными пунктами и промышленными объектами в достаточной близости к потребителям теплоты. В этих случаях использование реки с большим дебитом и прямоточного водоснабжения, а также водоема-охладителя с оборотным водоснабжением ограничено.

Сооружение водоемов-охладителей для крупных электростанций требует затопления значительной территории: около 6 км² на 1000 МВт для КЭС и примерно 10 км² на 1000 МВт для АЭС. Их строительство сложнее, чем установка градири, но требует меньше капиталовложений; кроме того, водоемы-охладители проще в эксплуатации. Тенденция удорожания земли привела в развитых капиталистических странах и в ряде социалистических стран к ограниченному применению водоемов-охладителей и к широкому использованию градири на КЭС и АЭС.

Смешанная прямотно-оборотная система водоснабжения сочетает в себе элементы двух предыдущих систем и может использоваться на электростанциях при увеличении потребления технической воды из-за установки новых мощностей либо при значительном колебании расхода воды в источнике прямоточной системы.

Проектированию систем водоснабжения электростанций предшествуют климатические, топографические, гидрологические, геологические и другие изыскания. При проектировании используются данные соответствующих многолетних наблюдений по годичному изменению температуры воды в источнике водоснабжения.

В конденсатор турбины (см. рис. 15.1) по-

стует отработавший пар в количестве D_k^n , кг/ч, с энтальпией h_k , кДж/кг, и влажностью $y_k=8\div 12\%$. В результате теплообмена через поверхность трубной системы конденсатора отработавший пар конденсируется при давлении p_k , кПа, практически сохранив свою температуру t_k , °С. В конденсатор поступают также конденсат пара турбоприводов питательных насосов, добавочная вода для восполнения потерь пара и конденсата, дренажи охладителей уплотнений и эжекторов и т. п. Конденсат D_k , кг/ч, с энтальпией h'_k , кДж/кг, забирается конденсатными насосами турбоустановки и подается в систему регенеративного подогрева воды.

Через трубную систему конденсатора проходит необходимое количество охлаждающей воды G_b , кг/ч, при температуре на входе t_{b1} и на выходе t_{b2} , °С.

Теплота конденсации пара Q_k (количество теплоты, отдаваемое холодному источнику, кДж/ч) определяется из уравнения теплового баланса конденсатора:

$$Q_k = D_k^n (h_k - h'_k) + \sum D_{дрi} (h_{дрi} - h'_k) = G_b (h_{b2} - h_{b1}), \quad (15.1)$$

где $D_{дрi}$ — количество дополнительных потоков конденсата, добавочной воды, дренажей в конденсатор, кг/ч; $h_{дрi}$ — энтальпия этих потоков, кДж/кг.

Если принять $D_k^n = D_k$, $q_k = h_k - h'_k$ (теплота конденсации 1 кг отработавшего пара), то получим

$$Q_k = D_k q_k = G_b \Delta h_b = G_b c_b \Delta t_b, \quad (15.2)$$

где $c_b = 4,19$ кДж/(кг·К) — удельная теплоемкость воды; Δt_b — нагрев воды в конденсаторе, °С.

Важной характеристикой конденсатора является *кратность охлаждения*, т. е. соотношение расходов охлаждающей воды и конденсируемого пара, определяемая из (15.2), кг/кг:

$$m = \frac{G_b}{D_k} = \frac{q_k}{\Delta h_b} = \frac{q_k}{c_b \Delta t_b}. \quad (15.3)$$

По условиям теплообмена в конденсаторе температуры охлаждающей воды t_{b1} и t_{b2} и конденсируемого пара t_k связаны соотношением

$$t_k = t_{b1} + \Delta t_b + \theta_k = t_{b2} + \theta_k. \quad (15.4)$$

Конечный температурный напор (недогрев воды до температуры конденсации пара) θ_k зависит от характеристик конденсатора, °С:

$$\theta_k = t_b / (e^n - 1); \quad n = 3,6 k F_k / (G_b c_b), \quad (15.5)$$

где k — средний коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); F_k — площадь поверхности охлаждения конденсатора, м². При номинальном пропуске пара в конденсатор, расчетном расходе охлаждающей воды, незагрязненной трубной системе θ_k зависит от температуры охлаждающей воды t_{b1} и колеблется в пределах от 4 до 10 °С. Плохое качество этой воды приводит к отложениям в трубной системе в основном солей кальция и к повышению значения θ_k .

Чистота внутренней поверхности трубок конденсаторов существенно влияет на вакуум. Для борьбы с отложениями солей используют метод периодической механической очистки, а также способ очистки трубок «на ходу». В поток циркуляционной воды перед конденсатором вводятся твердые резиновые шарики диаметром, несколько меньшим внутреннего диаметра трубок. Они проходят через трубную систему и очищают ее. После конденсаторов шарики удаляются из потока воды. Представляет интерес применение мягких пористых шариков большего диаметра, чем внутренний диаметр трубок. Проходя через них, шарики сжимаются и вытягиваются в форме цилиндров, постоянно стирая на трубках все отложения.

Из выражений (15.3) и (15.4) получим, °С,

$$t_k = t_{b1} + \frac{q_k}{mc_b} + \theta_k, \quad (15.6)$$

что указывает на наибольшую зависимость конечных параметров пара t_k и p_k от температуры охлаждающей воды t_{b1} и кратности охлаждения m ; $q_k = 2200 \div 2300$ кДж/кг.

Оптимизация параметров низкотяготенциального комплекса (НПК) электростанции сводится к определению экономически наивыгоднейших значений следующих его характеристик: расхода охлаждающей воды G_b , расчетных значений давления в конденсаторе p_k (вакуума V) и температуры охлаждающей воды t_{b1} , площади поверхности охлаждения (теплообмена) конденсатора F_k , числа выхлопов турбины z или удельной нагрузки выхлопа g_F , кг/(м²·ч), скорости охлаждающей воды w_b , м/с, в трубной системе конденсатора, параметров водоохладителя (для оборотных систем водоснабжения). Эту комплексную задачу обычно решают при условии постоянной тепловой нагрузки парового котла или реакторной установки, т. е. при изменяющейся электрической мощности турбогенератора ($N_g = \text{вар}$) с учетом замещающей мощности в энергосистеме.

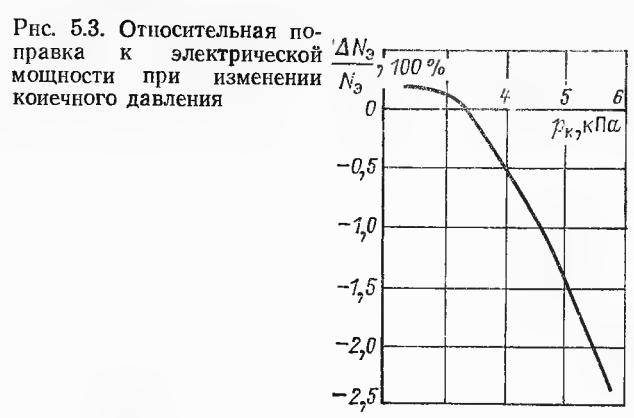
С понижением давления отработавшего пара p_k увеличивается его теплоспад в турбине и электрическая мощность N_g , воз-

растает экономичность турбоустановки и снижается удельный расход топлива на выработку электроэнергии. Одновременно с этим удорожается часть низкого давления турбин, увеличивается число выхлопов пара. Понижение конечного давления возможно до технических предельного вакуума, связанного с увеличением выходных потерь турбины и замедлением прироста мощности и КПД (рис. 15.3).

Расчетная температура охлаждающей воды $t_{в.}$ оказывает значительное влияние на давление пара в конденсаторах турбин. Она зависит от метеорологических факторов в районе расположения электростанции, а также от системы водоснабжения и типа водоохладителя. Для заданного района эксплуатации ТЭС и АЭС применение оборотной системы технического водоснабжения приводит к повышению среднегодовой температуры технической воды. По сравнению с прямоточной системой повышение среднегодовой температуры $t_{в.}$ составляет при использовании водоемов-охладителей 2—4 °С, а при установке градирен — 10—12 °С (табл. 15.1).

С увеличением температуры воды $t_{в.}$ для получения нужного конечного давления в конденсаторе при заданной паровой нагрузке турбины требуется повышение кратности охлаждения m , т. е. подаваемого в конденсатор расхода охлаждающей воды. Ввиду сезонного изменения температуры воды $t_{в.}$ кратность охлаждения m летом должна быть значительно выше, чем зимой. Поэтому расчетный расход воды $G_{в.}$ принимают по летнему режиму работы турбоустановок с учетом типа водоохладителя.

Оптимальный вакуум и экономическая кратность охлаждения соответствуют такому режиму работы, при котором разность между приростом мощности турбины $N_э$ (вследствие снижения конечного давления) и увеличением затраты мощности на привод циркуляционных насосов будет максимальной, соответствующей наибольшему отпуску электроэнер-



гии в энергосистему. Экономическая кратность охлаждения составляет для многоходовых конденсаторов 35—60, для одноходовых конденсаторов 90—110 кг/кг.

Изменение скорости охлаждающей воды в трубной системе конденсаторов ограничивается качеством воды и применяемым материалом трубок. Увеличение скорости приводит к повышению затрат электроэнергии на циркуляционные насосы, поэтому экономически обоснованное значение этой скорости находится обычно в пределах $w_в = 1,8 \div 2,0$ м/с.

На турбоагрегатах мощностью до 300 МВт включительно применяют подвально-поперечное расположение конденсаторов. Переход к турбинам большей мощности с несколькими ЦНД позволяет использовать подвально-аксиальные конденсаторы, упрощающие как схему, так и компоновку циркуляционных водоводов. В этих конденсаторах реализована схема ступенчатой конденсации пара за счет установки перегородки по пару и последовательного включения отдельных корпусов по охлаждающей воде. Это практически без дополнительных капиталовложений повышает экономичность турбоустановки (рис. 15.4). Выигрыш в располагаемой мощности турбин составляет 0,10—0,15 % на КЭС и 0,15—0,25 % на АЭС.

Удельный расход пара современных турбин составляет $d_0 = 3,1$ кг/(кВт·ч) для ТЭС

Таблица 15.1

Система водоснабжения	Среднегодовая температура воды, °С, в районах			
	Урала и Сибири	средней полосы европейской части СССР	юга европейской части СССР	Средней Азии
Прямоточная	6—10	8—12	10—14	8—15
Оборотная с водоемом-охладителем	8—12	10—14	13—18	13—18
Оборотная с градирнями	18—22	18—22	20—24	20—26

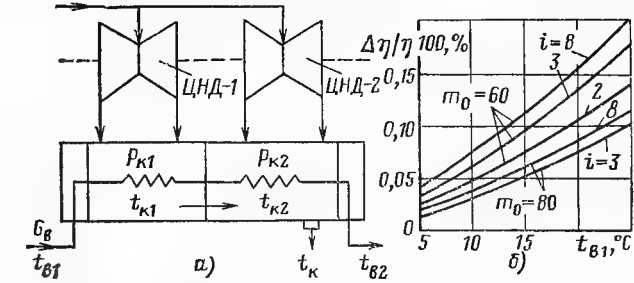


Рис. 15.4. Схема двухступенчатой конденсации пара (а) и повышение КПД турбоустановки при ступенчатой конденсации (по ВТИ) (б):

i — число ступеней конденсации; m_0 — средняя кратность охлаждения; $\Delta\eta/\eta$ — относительное приращение КПД турбоагрегата

и $d_0=6,1$ кг/(кВт·ч) для АЭС. Удельный пропуск пара в конденсаторы паровых турбин с учетом паротурбин на регенеративный подогрев воды составит $d_k=2,0$ кг/(кВт·ч) на ТЭС и $d_k=3,5$ кг/(кВт·ч) на АЭС. При мощности электростанции $N_{э.с.}=2000$ МВт и $m=90$ расход охлаждающей воды составит: на ТЭС $G_v=mD_k=md_kN_{э.с.}=90 \cdot 2 \cdot 2000 \cdot 10^3=360 \cdot 10^6$ кг/ч $=100$ м³/с; на АЭС $G_v=90 \cdot 3,5 \cdot 2000 \cdot 10^3=630 \cdot 10^6$ кг/ч $=175$ м³/с.

Для пропуска такого количества воды со скоростью, например, 2,5 м/с требуются циркуляционные водоводы с общим поперечным сечением на ТЭС 40 м², на АЭС 70 м².

15.2. Прямоточные системы технического водоснабжения

Прямоточное водоснабжение — технически наиболее совершенная и, как правило, экономичная система водоснабжения. В предшествующие годы она была самой распространенной для большинства строившихся КЭС и позволяла получать более глубокий вакуум в конденсаторах турбин по сравнению с другими системами водоснабжения. В настоящее время ее применение ограничено по техническим или экологическим условиям, необходимым для ее осуществления. Увеличение установленной мощности электростанций привело к росту количества теплоты, сбрасываемой с охлаждающей водой в источник прямоточного водоснабжения, поэтому стало сложнее соблюдать экологические требования не повышать температуру воды в реках более чем на 3—5 °С. Абсолютные расходы охлаждающей воды достигли 150 м³/с на ТЭС и 360 м³/с на АЭС.

При прямоточной системе водоснабжения

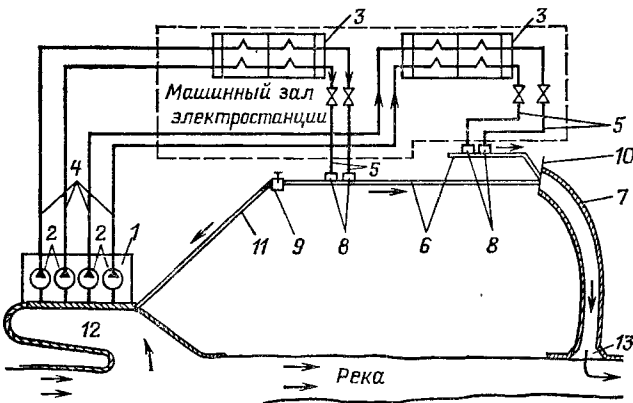


Рис. 15.5. Схема прямоточного водоснабжения:

1 — водоприемник и береговая насосная станция; 2 — циркуляционные насосы; 3 — конденсаторы; 4 — напорные водоводы; 5 — сливные водоводы; 6 — закрытые отводящие каналы; 7 — открытый отводящий канал; 8 — сливной сифонный колодезь; 9 — переключательный колодезь; 10 — сооружение для регулирования уровня воды в закрытом отводящем канале; 11 — трубопровод обогрева водозабора; 12 — водозаборный ковш; 13 — водосброс

главный корпус электростанции размещают вблизи от берега реки, озера (водоема) с проточной водой или на берегу моря. Территория ТЭС и АЭС должна быть незатопляемой во время максимального уровня воды в реке. При значительных колебаниях этого уровня в течение года циркуляционные насосы обычно размещают в береговой насосной (рис. 15.5). На крупных ТЭС и АЭС применяют осевые насосы поворотного типа с вертикальным валом. Они работают с подпором воды в 2—5 м, и их колеса размещаются ниже уровня воды (рис. 15.6). Подача насосов может изменяться на работающем агрегате специальным устройством дистанционного поворота лопастей рабочего колеса (например, от —7 до +4 угловых градусов). Перед поступлением в насосы вода освобождается от крупных плавающих или взвешенных предметов в механических решетках, очищаемых специальными решеткоочистными машинами. После «грубой» очистки вода проходит через тонкие вращающиеся сетки, представляющие собой вертикальную бесконечную ленту, огибающую барабаны сверху и снизу. Сетки снабжены промывным струйным устройством, автоматически включающимся при их загрязнении.

На современных конденсационных электростанциях применяют, как правило, блочные схемы водоснабжения, т. е. подачу воды на каждый конденсатор или его половину осуществляют от одного насоса, при этом арматуру у насосов и перед конденсаторами не устанавливают (см. рис. 15.5). При централизованной схеме водоснабжения в насосной устанавливают не менее четырех циркуляционных насосов, работающих параллельно на общую сеть, что обеспечивается наличием обратных клапанов и задвижек на трубопроводах перед конденсаторами и после них.

Техническая вода после конденсаторов поступает в сливные каналы через сливные колодези, что позволяет использовать известное из физики действие сифона. Сливной трубопровод погружают выходным сечением под уровень воды. Во время пуска системы из циркуляционных трубопроводов и трубной системы конденсатора пусковыми эжекторами циркуляционной системы отсасывают воздух. Сливная труба заполняется водой, и благодаря действию атмосферного давления на поверхность воды в колодезе в трубе поддерживается столб воды $H_{сиф}=7-8$ м.

Сливные каналы подогретой технической воды, закрытые на территории электростанции и открытые за ее пределами, сливают воду в реку, озеро, море через водосброс, обеспечивающий допустимую разность температур

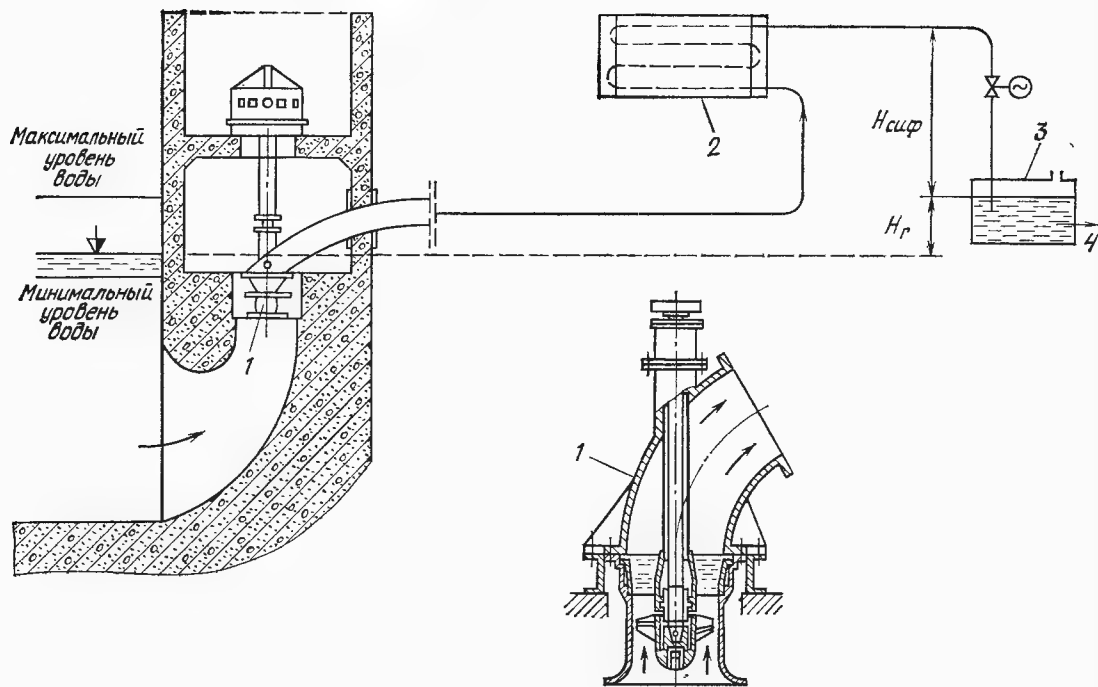


Рис. 15.6. Схематичный разрез по сооружениям водоснабжения:

1 — поворотно-лопастный осевой вертикальный циркуляционный насос; 2 — конденсатор; 3 — сливной сифонный колодец; 4 — отвод воды к сливному водоводу

сбрасываемой подогретой воды и воды в реке. *Водоприемное устройство* обычно совмещают со зданием береговой насосной. При заборе воды из рек с большим количеством влекомых наносов или внутриводного льда (шуги) в отдельных случаях перед водоприемным устройством сооружают *водозаборный ковш*. К водоприемному устройству зимой подводят часть нагретой технической воды для предохранения водных окон забора воды от обледенения.

Эффективным является применение на береговой насосной *глубинного водозабора*, что позволяет использовать «стратификацию» (разделение) слоев воды — более теплая вода располагается сверху течения, более холодная — внизу. Кроме понижения температуры охлаждающей воды $t_{в.}$ этим удастся уменьшить загрязнение конденсаторов. Разработанная АТЭП конструкция глубинного водозабора состоит из затопленной галереи с входными водозаборными окнами переменной высоты, с козырьком над ними.

На атомных электростанциях при отключении турбогенератора возникает необходимость конденсации значительного количества редуцированного свежего пара в конденсаторе. В условиях полного обесточивания АЭС решение этой задачи подключением циркуляционных насосов к источникам аварийного питания нерационально, так как мощность

их электропривода значительна и составляет 1—3 МВт. Поэтому одним из возможных решений является создание напорного водяного бассейна, расположенного между береговой насосной и конденсаторами турбины. Из напорного водяного бассейна вода в случае остановки циркуляционных насосов самотеком поступает в трубную систему конденсаторов. Разница в отметках напорного бассейна и конденсаторов составляет примерно 5 м, запас воды в бассейне позволяет питать конденсаторы технической водой примерно 10 мин.

Выбор и определение параметров работы циркуляционных насосов зависят от принятой схемы их включения, от количества потребляемой охлаждающей воды. Общее давление, создаваемое насосом,

$$\Delta p_{ц.н} = \Delta p_{г} + \Delta p_{с} + \Delta p_{к}, \quad (15.7)$$

где $\Delta p_{г} = \gamma_{в} H_{г}$ — давление, необходимое для подъема воды на геометрическую высоту $H_{г}$, МПа; здесь $\gamma_{в} \approx 0,01 \text{ МН/м}^3$ — удельный вес воды; $\Delta p_{с}$ — гидравлическое сопротивление всасывающих и напорных водоводов с их арматурой, МПа; $\Delta p_{к} = 0,04 \div 0,06 \text{ МПа}$ — гидравлическое сопротивление конденсатора. Общее давление насосов составляет обычно 0,1—0,2 МПа. Значения $\Delta p_{с}$ и $\Delta p_{к}$ стремятся всемерно уменьшить, размещая электростанцию по возможности ближе к реке с минимальным превышением над уровнем воды в ней,

Мощность, потребляемую циркуляционными насосами, МВт, определяют по формуле

$$N_{ц.н} = \frac{G_B \Delta p_{ц.н}}{3600 \rho_B \eta_B \eta_{эд}}, \quad (15.8)$$

где G_B — расход воды, кг/ч; КПД осевого насоса $\eta_B = 0,75 \div 0,85$ определяют по его характеристике в зависимости от режима работы; КПД электропривода $\eta_{эд} \approx 0,98$.

Доля расхода электроэнергии на перекачку охлаждающей воды для энергоблока (электростанции) равна [см. (15.8)]:

$$\begin{aligned} \vartheta_{ц.н} &= \frac{N_{ц.н}}{N_э} = \frac{m d_K \Delta p_{ц.н}}{N_э \cdot 3600 \rho_B \eta_B \eta_{эд}} = \\ &= \frac{m d_K N_э \Delta p_{ц.н}}{N_э \cdot 3600 \rho_B \eta_B \eta_{эд}} = \frac{m d_K \Delta p_{ц.н}}{3600 \rho_B \eta_B \eta_{эд}}. \end{aligned} \quad (15.9)$$

Если, например, $m=60$; $d_K=2$ кг/(кВт·ч) $=2000$ кг/(МВт·ч); $\Delta p_{ц.н}=0,2$ МПа; $\rho_B=1000$ кг/м³; $\eta_B=0,82$; $\eta_{эд}=0,98$, то

$$\vartheta_{ц.н} = \frac{60 \cdot 2000 \cdot 0,2}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,82 \cdot 0,98} = 0,0083.$$

Как видно из (15.9), расход электроэнергии на циркуляционные насосы больше всего зависит от кратности охлаждения m и общего давления насосов $\Delta p_{ц.н}$, изменяясь прямо пропорционально их значениям. Доля расхода электроэнергии на собственные нужды для системы технического водоснабжения колеблется в пределах 0,3—1,2 % в зависимости от типа турбоустановок (большие значения для АЭС).

15.3. Оборотные системы технического водоснабжения

В оборотных системах обязательным является наличие водоохладителя. Его функции могут выполнять водоем-охладитель, градирни или брызгальные бассейны.

Система водоснабжения с водоемом-охладителем — наиболее распространенная на действующих конденсационных электростанциях. В этой системе главный корпус электростанции размещают обычно близ берега водоохладителя, а циркуляционные насосы — в береговой насосной.

Требуемая для охлаждения технической воды площадь водохранилища зависит от мощности электростанции, количества сбрасываемой теплоты, климатических условий района и формы водоема (пруда). Его сооружают, используя естественные или искусственные озера, небольшие реки, которые перегораживают плотинами для затопления необходимой территории (рис. 15.7). Глубина водоема-охладителя должна быть не менее 3,5—4 м.

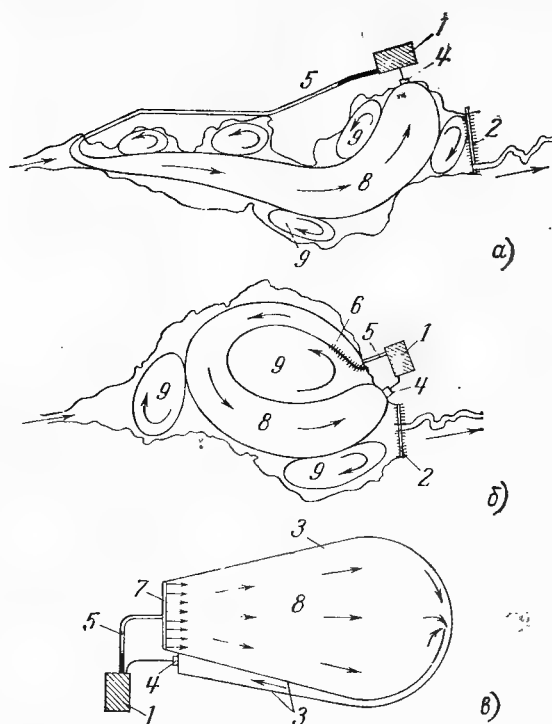


Рис. 15.7. Схемы водоемов-охладителей:

а — водоем вытянутой формы; б — водоем округлой формы; в — водоем, сооружаемый вне долины реки; 1 — площадка электростанции; 2 — плотина; 3 — ограждающая дамба; 4 — водозаборное сооружение; 5 — отводящий канал; 6 — струеуправляющая дамба; 7 — струераспределительное сооружение; 8 — транзитный поток; 9 — водоворотная зона

Использование водоемов-охладителей имеет ряд преимуществ перед использованием градирен: надежность технического водоснабжения, более низкие и устойчивые температуры охлаждающей воды $t_{в1}$, значительно меньшие потери воды на ее испарение в охладителе, большая простота эксплуатации системы (особенно зимой), меньшая высота подъема охлаждающей воды (4—8 м) и значи-

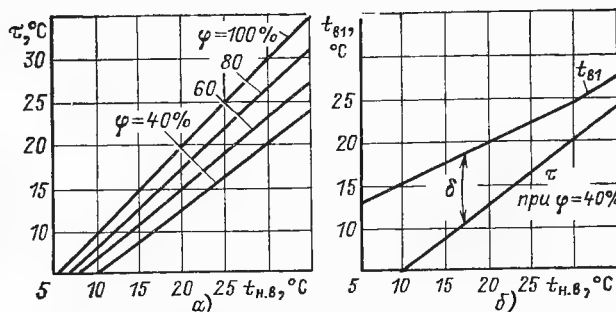
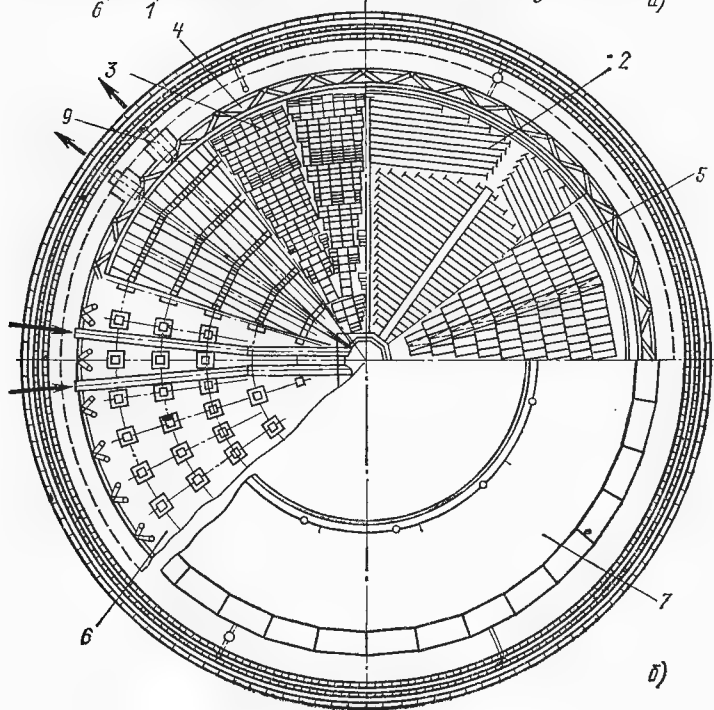
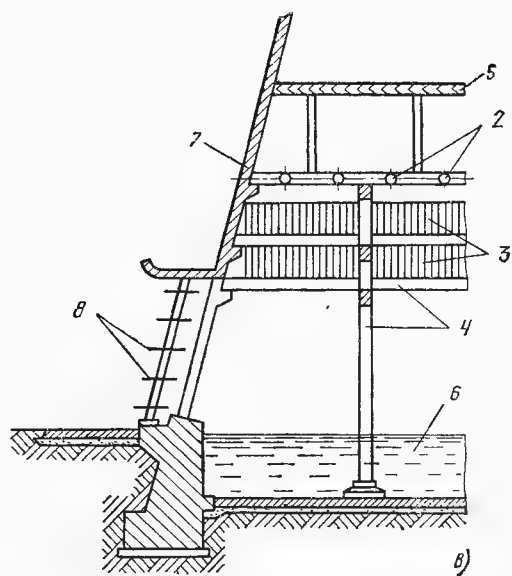
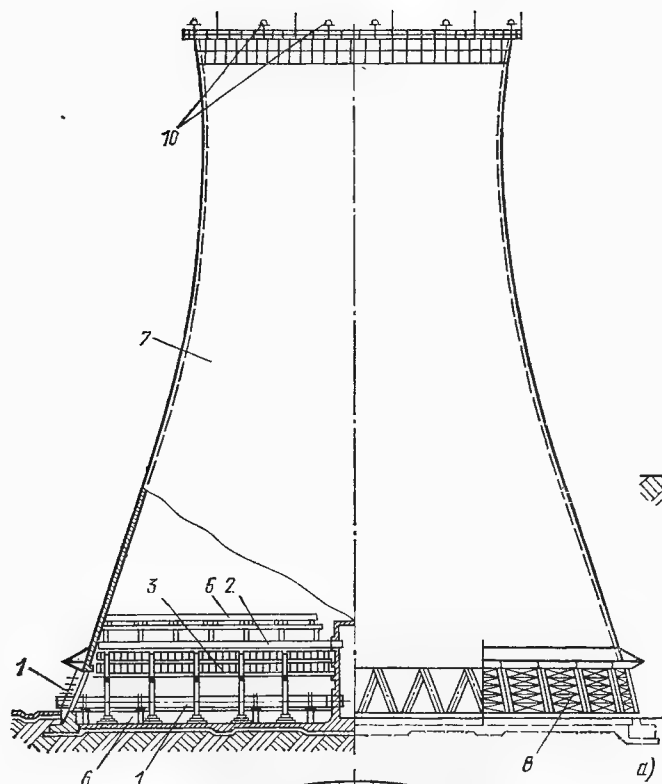


Рис. 15.8. Зависимость температуры охлаждающей воды от параметров наружного воздуха и совершенства водоохладителя:

а — теоретический предел охлаждения воды при испарительном охлаждении t в зависимости от температуры и влажности наружного воздуха; б — температура охлаждающей воды после водоохладителя в зависимости от теоретического предела охлаждения t при изменении температуры наружного воздуха



тельно более низкий расход электроэнергии на перекачку, возможность комплексного использования водоема-охладителя для рыбозаводства, орошения сельскохозяйственных угодий, отдыха и спорта трудящихся.

Охлаждение в водоохладителе происходит в результате соприкосновения воды с воздухом при ее движении как в границах акватории, так и по высоте водяного слоя. Поступающая в больших количествах с нагретой в конденсаторах водой теплота (до 1 миллиона ГДж/сут на крупных ТЭС) отводится в основном путем *испарительного охлаждения*. Такое охлаждение значительно повышает интенсивность теплообмена между водой и воздухом. При этом температура воды может иметь значение ниже температуры окружающего воздуха. Эта разница возрастает с уменьшением относительной влажности воздуха ϕ (рис. 15.8). Как видно из этого рисунка, температура охлаждающей воды не достигает теоретической температуры влажного тер-

мометра τ на значение предела охлаждения $\delta = t_{в1} - \tau$, °С, характеризующего совершенство работы охладителя.

Активная площадь водоема F_a , км², определяется по формуле

$$F_a = \kappa F_{\text{общ}}, \quad (15.10)$$

где $\kappa = 0,4 \div 0,9$ — коэффициент использования водоема, зависящий от его формы, наличия застойных зон, способа забора воды; $F_{\text{общ}}$ — общая площадь водоема. Необходимую площадь водоохладителя, км²/МВт, можно приближенно определить по удельной площади:

$$f_{\text{уд}} = F_{\text{общ}} / N_{\Sigma}. \quad (15.11)$$

Значение $f_{\text{уд}}$ принимают в пределах 5—6 км² на 1000 МВт для КЭС на сверхкритических параметрах пара и до 10—11 км² на 1000 МВт для АЭС на насыщенном водяном паре.

На большей части водоемов-охладителей применена *гравитационная схема* использо-

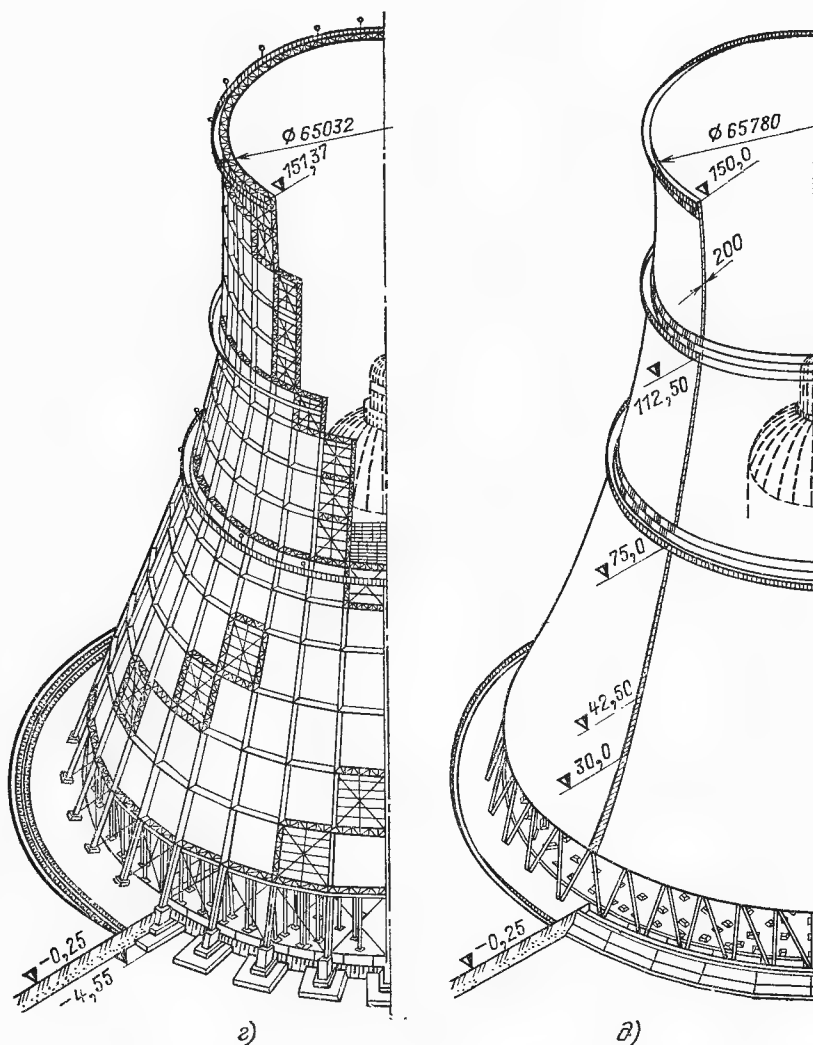


Рис. 15.9. Градирня противоточного типа с естественной тягой:

a — разрез и фасад; *б* — план; *в* — деталь; *г, д* — градирня производительностью до 100 000 м³/ч с башней из стального каркаса, обшитого алюминиевым листом (*г*) и из монолитного железобетона (*д*): 1 — подводящие трубопроводы; 2 — водораспределительные трубопроводы с разбрызгивающими соплами; 3 — щиты оросительного устройства пленочного типа; 4 — каркас оросителя; 5 — водоуловитель; 6 — водосборный бассейн; 7 — вытяжная железобетонная башня гиперболической формы; 8 — воздухонаправляющие щиты; 9 — отводящие трубы; 10 — светограждение

вания их поверхности для охлаждения циркуляционной воды. При этом нагретая в конденсаторах турбин вода должна отводиться в водоем на значительном расстоянии от места приема, что обеспечит необходимое ее охлаждение на пути от места слива до места забора (см. рис. 15.7). Более рациональной является осуществляемая в настоящее время АТЭП схема *объемной циркуляции воды* в водоеме. Глубинный водозабор располагается в непосредственной близости от сброса подогретой в конденсаторах воды. Последняя довольно устойчиво распространяется по поверхности водохранилища за счет температурной стратификации — градиента, создаваемого теплой водой. При охлаждении воды повышается ее плотность, и она опускается в придонные области водоема, подходя к водозабору.

Потребление воды из водоема-охладителя на крупных ТЭС и АЭС достигает $(15-30) \times 10^6$ м³/сут. Потери воды на испарение зависят от режима работы и времени года и составляют 0,5—1 %. Для снижения минерализации воды за счет ее повышенного испарения предусматривают санитарный пропуск воды и регулярную продувку водоема пропуском воды во время весеннего половодья. Потери на фильтрацию, более значительные в первые несколько лет эксплуатации, затем снижаются.

Водоемы-охладители после подготовки местности и постройки плотины с ее сооружениями заполняют за счет притока воды из верховьев реки либо перебросом воды из постороннего источника (наливные водоемы) в течение нескольких лет. После достижения проектной отметки приток воды используется для компенсации испарения, фильтрации, для поддержания качества воды с учетом требований расположенных ниже по течению потребителей: промышленных предприятий, орошения земель, рыбное хозяйство и т.п.

Водоемы-охладители проектируют с помощью номограмм и с привлечением методов гидротехнического моделирования.

Схема трубопроводов охлаждающей воды современной КЭС с оборотной системой водоснабжения и водоемом-охладителем не отличается от схемы при прямоточной системе.

В проекте электростанций Экибастузского угольного комплекса АТЭП предусмотрена установка одной береговой насосной, обслуживающей одновременно две ГРЭС общей мощностью 8000 МВт. В насосной установлены семь осевых насосов типа ОП6-260, подающих охлаждающую воду в промежуточный напорный бассейн, откуда она самотеком поступает в конденсаторы турбин. При необходимости насосы могут работать в генераторном

режиме, выполняя роль гидроаккумулирующей станции и сбрасывая накопленный запас воды.

Система водоснабжения с градирнями используется преимущественно на теплоэлектростанциях, но находит все большее применение и на конденсационных электростанциях — КЭС и АЭС.

В Советском Союзе получили применение *противоточные* градирни с *естественной* тягой (рис. 15.9). В оросительное устройство градирни под давлением циркуляционных насосов поступает подогретая в конденсаторах турбин охлаждающая вода. Современные градирни имеют систему водораспределения, где в качестве разбрызгивателей использованы преимущественно отражательные пластмассовые сопла с выходными отверстиями не менее 40 мм. Вода под давлением 15—18 кПа разбрызгивается над оросителем в виде дождя и стекает на его асбестоцементные или деревянные (из антисептированной древесины) листы. *Оросительное устройство* собрано в отдельные блоки, состоящие из листов размером 1600 × 1200 × 6 мм и установленные на каркасе из сборного железобетона в два яруса по высоте (2 × 1200 мм). Расстояние между листами по горизонтали в свету 25 мм.

Водяная пленка, стекающая по стенкам оросителя, охлаждается вследствие испарения и соприкосновения с воздухом, входящим в оросительное устройство через окна. Нагретый и насыщенный водяными парами воздух отводится вверх под действием естественной тяги через *вытяжную башню*.

Башни выполняют либо железобетонными гиперболоидной формы, либо в виде многоугольника с металлическим наружным каркасом и обшивкой гофрированными листами из алюминийево-магниевого сплава АМг6-М. Охлажденная вода стекает в водосборный бассейн, откуда при температуре $t_{в1}$ забирается циркуляционными насосами для подачи снова в конденсаторы турбин. Вода подается к оросительному устройству на высоту 9—18 м, глубина водосборного бассейна 2 м.

Основной размер градирни — площадь оросительного устройства (в горизонтальном сечении). В крупных современных градирнях она составляет 4000—6400 м². Разработан проект сверхмощной градирни площадью орошения в 9400 м². Высота вытяжной башни таких градирен составляет соответственно 90, 110 и 150 м при выходном диаметре 43, 55 и 73 м. Институтом «Атомтеплоэлектропроект» подготовлены проекты типовых градирен (рис. 15.10).

Важным показателем работы градирни является *плотность орошения*, которая на совре-

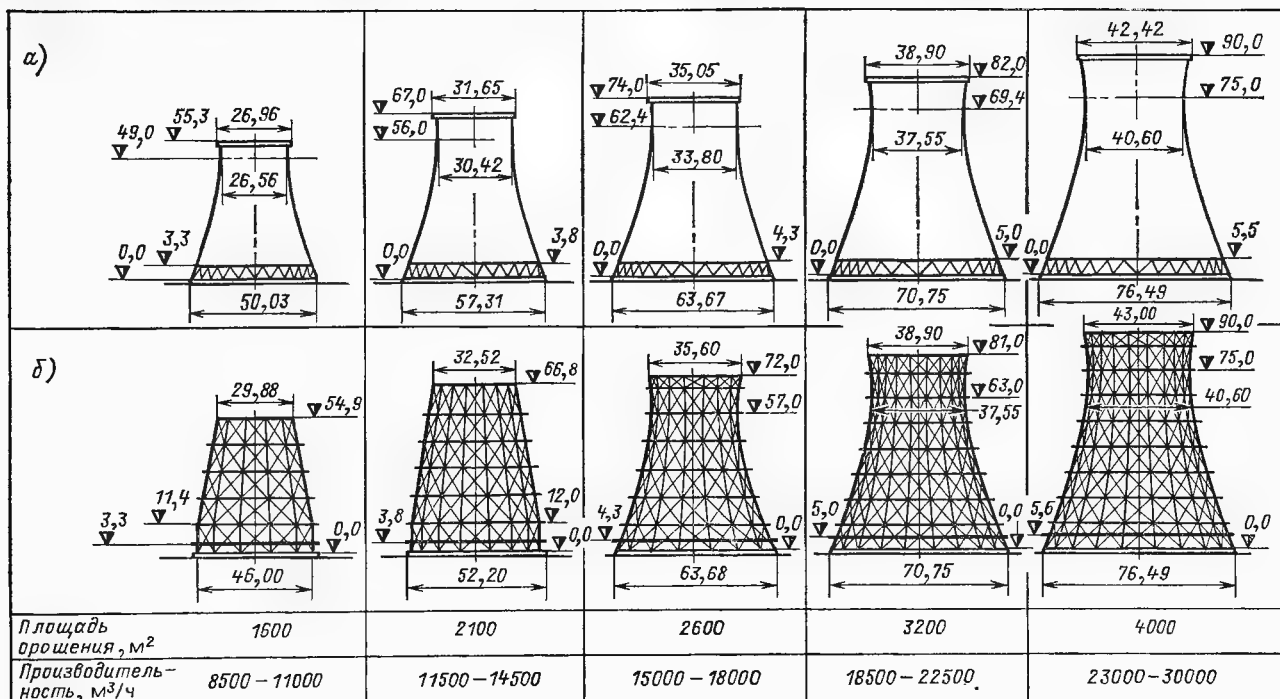


Рис. 15.10. Типовые градирни площадью орошения от 1600 до 4000 м² (по АТЭП):

а — с железобетонной башней; б — с каркасно-обшивной башней

менных противоточных градирнях с естественной тягой достигает 9—10 м³/(м²·ч). В результате через градирни с общей площадью орошения в 4000, 6400 и 9400 м² можно подать для охлаждения соответственно 30, 52 и 100 тыс. м³/ч циркуляционной воды.

Вода в градирнях охлаждается в основном в результате испарения. Количество испаряемой влаги с учетом конвективного теплообмена составляет 1,5—2 %. В результате испарения солесодержание циркуляционной воды возрастает; для поддержания концентрации солей в допустимых пределах осуществляют продувку циркуляционной системы или применяют химическую обработку добавочной воды. Для предотвращения обрастания оросителей водорослями циркуляционную воду хлорируют.

Эксплуатации градирен в зимнее время уделяют серьезное внимание, так как расход охлаждающей воды уменьшается примерно втрое и возникает опасность обледенения градирен у входных окон воздуха. Чтобы не допустить этого, кроме прикрытия входных воздушных окон щитами применяют хорошо зарекомендовавшее себя секционирование градирен разделением площади орошения. Лучшие результаты достигнуты применением в градирне концентрических кольцевых зон подвода воды из конденсаторов турбин. Зимой теплая вода подается преимущественно в пе-

риферийную зону во избежание обмерзания градирни.

На крупных градирнях рекомендуется (Союзтехэнерго) установка водоуловителей из блочных жалюзийных деревянных или пластмассовых пластин. Это мероприятие наряду с гравитационной сепарацией влаги в вытяжной башне снижает ее вынос за пределы градирен.

Схема технического водоснабжения с градирнями предусматривает обычно центральную насосную станцию, расположенную у постоянного торца машинного зала главного корпуса ТЭС. Охлажденная вода после градирен самотеком по железобетонным каналам поступает на вход циркуляционных насосов. Их установка обеспечивает работу под наливом. Во избежание образования накипи в трубной системе конденсаторов циркуляционную воду подкисляют и добавляют в нее раствор гексаметафосфата. В насосных станциях современных крупных ТЭС с градирнями применяют как обычные центробежные, так и осевые вертикальные насосы, создающие давление воды в 2—2,5 МПа. Там же устанавливают и дополнительные насосы меньшей подачи для охлаждения технической водой газо- и маслоохладителей и другого вспомогательного оборудования станции (в основном в зимнее время, при уменьшении давления воды в системе).

На некоторых ТЭС, расположенных в безводных и маловодных районах, начали применять сухие градирни с поверхностными охладителями в виде колонн из алюминиевых водовоздушных теплообменников. Они смонтированы в виде дельты по периметру нижней части градирни в окнах входа воздуха, при этом контур водоснабжения объединен в конденсаторах с контуром питательной воды паровых котлов. В конденсаторах турбин смешивающего типа охлаждающая вода после градирен конденсирует пар из турбины, после чего поток воды разделяется на основную конденсат, идущий в систему регенерации к ПНД, и на охлаждающую воду, идущую к градирням.

Эксплуатация таких градирен на Разданской ГРЭС и на Билибинской АЭС показала ряд их недостатков: высокие температуры охлажденной воды летом в жаркое время дня, размораживание и повреждение теплообменников в холодные зимние месяцы. Конструкция этих градирен изменена АТЭП в проекте охладительной установки Ивановской ТЭЦ-3, где предусмотрены комбинированные воздушно-испарительные градирни. Теплообменники в градирнях укомплектованы орошающими устройствами, отключаемыми зимой, когда имеется возможность эксплуатировать градирню в сухом режиме; летом в связи с повышением температуры наружного воздуха приходится включать оросители. Водяная пленка, стекающая снаружи по ребрам теплообменников, снижает температуру охлаждающей воды. В условиях СССР эти градирни оказались малоперспективными. Орошение

летом снаружи возможно лишь чистой водой и лишает сухую градирню всех ее преимуществ перед обычной градирней.

15.4. Техничко-экономические характеристики систем водоснабжения

Выполненное НПО ЦКТИ и ведущими турбостроительными заводами технико-экономическое исследование рекомендует следующие оптимальные параметры низкотенциального комплекса КЭС и АЭС с оборотными системами водоснабжения (табл. 15.2).

Для ТЭЦ на органическом топливе при существующем конструктивном оформлении ЧНД и конденсаторов турбин целесообразно принимать расчетные (среднегодовые) значения температуры охлаждающей воды $t_{в1}^p \geq$

Таблица 15.2

Оптимизируемый показатель НПК	Европейская часть СССР		Сибирь
	КЭС и АЭС с водомом-охладителем	КЭС и АЭС с градирнями	КЭС с водомом-охладителем
Оптимальная удельная нагрузка выхлопов турбин $g_{F\text{опт}}$, 10^{-3} кг/(м ² /ч)	27—32	37—42	30—35
Расчетная (среднегодовая) температура охлаждающей среды $t_{в1}^p$, °С	13—15	21—23	16—18
Расчетное (среднегодовое) конечное давление пара p_k^p , кПа	4—5	6—7	5,5—6,5

Таблица 15.3

Параметр	Формула, способ определения	Номер варианта расчета			
		1*	2	3	4
Расход охлаждающей воды G_v , 10^6 кг/ч	Принимаем	20	30	40	50
Кратность охлаждения m , кг/кг	$m = G_v/D_k$	33,3	50	66,6	83,2
Нагрев охлаждающей воды в конденсаторе Δt_v , °С	$\Delta t_v = q_k/(c_v m)$; $q_k = 2300$ кДж/кг;	16,5	11	8,2	6,6
Температурный напор конденсатора θ_k , °С	$c_v = 4,19$ кДж/(кг·К) Формула (15.5); принято: $k = 2400$ Вт/(м ² ·К); $F_k = 15\,400$ м ²	4,2	5,8	6,8	7,4
Температура конденсации пара t_k , °С	Формула (15.6)	30,7	26,8	25	24
Давление отработавшего пара в конденсаторе p_k , кПа	$p_k = f(t_k)$; см. таблицы теплофизических свойств воды и пара	4,7	3,5	3,2	3
Увеличение мощности турбогенератора ΔN_v , кВт, по сравнению с вариантом 1	Из расчета тепловой схемы; по энергетическим характеристикам	—	2150	3300	3480
Увеличение мощности привода циркуляционных насосов $\Delta N_{ц.н.}$, кВт	По характеристикам насосов	—	410	1200	1420
Изменение отпуска электроэнергии в энергосистему энергоблоком $\Delta N_{бл.}$, кВт	$\Delta N_{бл.} = \Delta N_v - \Delta N_{ц.н.}$	—	1740	2100	2060

* Газовый режим.

$\geq 27^\circ\text{C}$ и конечного давления $p_k^p \geq 8 \div 9$ кПа. Для АТЭС эти значения составляют $t_{b1}^p = 27^\circ\text{C}$, $p_k^p = 12$ кПа (на конденсационном режиме). Близкие к этим рекомендации даются в работах, выполненных во ВТИ (Л. Д. Берманом), ЭНИН (Л. С. Попыриным) и другими авторами.

В условиях эксплуатации системы технического водоснабжения на ТЭС и АЭС также возникает необходимость оптимизации ее параметров. Определим значение оптимального расхода охлаждающей воды G_v на действующей КЭС с энергоблоками 300 МВт в услови-

ях оборотной системы водоснабжения с водоемом-охладителем. Приняты следующие исходные данные: электрическая нагрузка турбогенератора $N_g = 300$ МВт, паровая нагрузка конденсатора турбины $D_k^p = D_k = 600 \cdot 10^3$ кг/ч, температура охлаждающей воды $t_{в1} = 10^\circ\text{C}$. Решаем задачу для нескольких значений G_v в последовательности, изложенной в табл. 15.3 (по данным Союзтехэнерго).

Из примера расчета следует, что при заданных исходных данных оптимальный расход охлаждающей воды соответствует значению $G_v = 40 \cdot 10^6$ кг/ч.

Глава шестнадцатая

ТОПЛИВНОЕ И ЗОЛОВОЕ ХОЗЯЙСТВО ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

16.1. Общие положения

Каждая тепловая электростанция заключает договоры с соответствующими топливоснабжающими организациями на поставку топлива. В договорах указываются:

для твердого топлива — марка топлива, группа по зольности и предельное значение зольности, класс по крупности и максимальные размеры кусков, отсутствие в топливе посторонних включений и максимальное значение влажности (для кузнецких углей — группа окисленности, а для торфа — минимальное значение влажности);

для жидкого топлива котлов — марка топлива и предельное содержание серы, а для жидкого топлива ГТУ, кроме того, влажность, зольность, содержание механических примесей и ряда химических элементов (ванадия, натрия, калия, кальция, свинца);

для газообразного топлива котлов — низшая теплота сгорания газа, а для топлива ГТУ — пределы изменения теплоты сгорания и плотность газа, содержание серы, механических примесей и конденсатов.

Качество всех видов поставляемого электростанции топлива должно соответствовать ГОСТ и техническим условиям на поставку.

В договорах также должна быть предусмотрена равномерная (по графику) отгрузка твердого и жидкого топлива, а для газотурбинного топлива оговорены еще и специальные условия его подачи на электростанцию — в цистернах с нижним сливом и подготовленных под налив дизельного топлива.

Для приема, разгрузки, хранения, подготовки и подачи топлива в котельную на электростанции создается топливно-транспортное хозяйство, представляющее собой комплекс технологически связанных устройств, механизмов, машин и сооружений для выполнения вышеуказанных операций.

Твердое и жидкое топливо на электростанции доставляется преимущественно железнодорожным транспортом. При небольшом удалении электростанции от места добычи твердого топлива в качестве альтернативного может рассматриваться конвейерный транспорт. Схема топливоподачи станции в этом случае существенно упрощается. Ведутся проработки по трубопроводному транспорту угля в виде водоугольных суспензий. С близрасположенных нефтеперерабатывающих заводов мазут может подаваться на электростанцию по трубопроводам.

Железнодорожные пути тепловой электростанции присоединяются к путям Министерства путей сообще-

ний (МПС) с использованием железнодорожной станции МПС или с устройством железнодорожной станции при ТЭС.

На железнодорожных станциях ТЭС предусматривают пути приема, отправления, обгонные, а в ряде случаев пути сортировочного парка, весовые с установкой на них железнодорожных весов, тупики для «больших» вагонов и обслуживания локомотивов. К железнодорожным станциям присоединяются железнодорожные пути размораживающих и разгрузочных устройств. Число путей на железнодорожной станции ТЭС определяется количеством поступающих маршрутов в сутки с учетом коэффициента неравномерности поездов 1,2. При определении количества маршрутов суточной расход топлива принимается исходя из 24-часовой работы всех установленных котлов при их номинальной производительности.

Полезные длины приемоотправочных путей на станциях примыкания и железнодорожных станциях электростанций принимаются, как правило, из расчета установки маршрутов перспективной весовой нормы поезда. В отдельных случаях при соответствующем обосновании и согласовании с Управлением железной дороги на железнодорожных станциях электростанций полезная длина путей может быть сокращена, но при условии, что маршрут будет принят не более чем в две-три подачи.

В технологический процесс работы подъездных путей ТЭС и станции примыкания при приеме твердого топлива входят следующие операции: подача маршрута с углем со станции примыкания на ТЭС, взвешивание угля, разбивка железнодорожного маршрута (состава) на ставки и маневровые работы на ТЭС, разгрузка вагонов с углем, сбор и ремонт порожняка и его возврат на станцию примыкания. Для маневровой работы на путях электростанции должны использоваться тепловозы или электровозы. При разгрузке вагонов для надвига их в вагоноопрокидыватели применяются электротолкатели или, при соответствующем обосновании, электровозы с дистанционным управлением. Порожняк должен откатываться специальными маневровыми устройствами. Электротолкатели и маневровые устройства поставляются вместе с вагоноопрокидывателем заводом-изготовителем.

На электростанциях периодически проводятся анализы качества поступающего топлива; кроме того, контрольные анализы делаются во всех случаях, когда возникают сомнения в соответствии качества топлива ГОСТ и условиям поставки. Пробы угля и сланца отбираются из вагонов, а мазута — из цистерн. Отбирают

три образца пробы: первый для лаборатории электростанции, второй для лаборатории поставщика, а третий в качестве арбитражного хранится на ТЭС. В случае если обнаружены расхождения с данными поставщика, ему должны быть предъявлены в установленном порядке материальные претензии.

Все поступающее на электростанцию топливо подлeжит строгому учету. Для взвешивания топлива на электростанциях применяются вагонные весы (порожняк не взвешивается). При взвешивании на рычажных железнодорожных весах, которые до недавнего времени устанавливались на ТЭС, вагон должен быть неподвижен, поэтому пропускная способность таких весов невелика. Более совершенны автоматические электронно-тензометрические весы, взвешивающие каждый вагон в два приема (потележно) на ходу без расцепки с точностью $\pm 1\%$ при скорости движения вагонов до 6 км/ч.

Количество жидкого топлива в цистернах может быть определено измерением его объема и плотности. Количество поступающего газообразного топлива контролируется расходомерами.

Расчетный срок службы тепловых электростанций составляет десятилетия, поэтому при проектировании станции оборудование топливно-транспортного хозяйства следует выбирать с учетом возможного ухудшения качества поставляемого топлива, что может быть связано с выработкой месторождений высококачественного топлива, усложнением условий его добычи.

На тепловых электростанциях большой мощности на твердом топливе количество остатков сжигания топлива — золошлаковых материалов — получается столь значительным, что для его транспорта и утилизации необходимо создавать золотое хозяйство. На проектируемых электростанциях оно должно быть ориентировано на использование золошлаков в народном хозяйстве. По оценкам АТЭП экономический эффект от использования золошлаков составляет в среднем около 2,5 руб. на 1 т золошлаков. Срок окупаемости капитальных затрат на эти цели около 3—3,5 лет.

В перспективе увеличение выхода золошлаков ожидается в основном от сжигания экибастузских и канско-ачинских углей. Так, годовой выход золошлаков с ГРЭС Экибастузского топливно-энергетического комплекса составит около 40 млн. т, в том числе сухой золы — около 10 млн. т.

16.2. Общая схема и оборудование топливного хозяйства пылеугольной электростанции

Схема топливного хозяйства ТЭС предопределяется последовательностью технологических операций с топливом, предшествующих его поступлению в пылеприготовительную установку. Компоновка объектов топливного хозяйства зависит от характеристик топлива, вида используемых механизмов и машин, мощности станции. Для повышения надежности эксплуатации, простоты управления и сокращения объемов пусковых комплексов топливное хозяйство ТЭС мощностью 4000 МВт и более разделяют на две самостоятельные части, предусматривается автономная подача топлива на несколько блоков по идентичным схемам.

Типовая технологическая схема топливоподачи ТЭС показана на рис. 16.1. Разгрузочное устройство оборудовано вагоноопрокидывателями, разгружающими вагоны с углем в приемные бункера. Смерзшееся топливо перед разгрузкой размораживают в тепляках. Если производительность топливоподачи менее 400 т/ч, устанавливают один вагоноопрокидыватель, от 400 до 1000 т/ч — два вагоноопрокидывателя. Для электростанций с производительностью топливоподачи свыше 1000 т/ч количество вагоноопрокидывателей выбирается исходя из 12 опрокидываний в час вагонов средне-

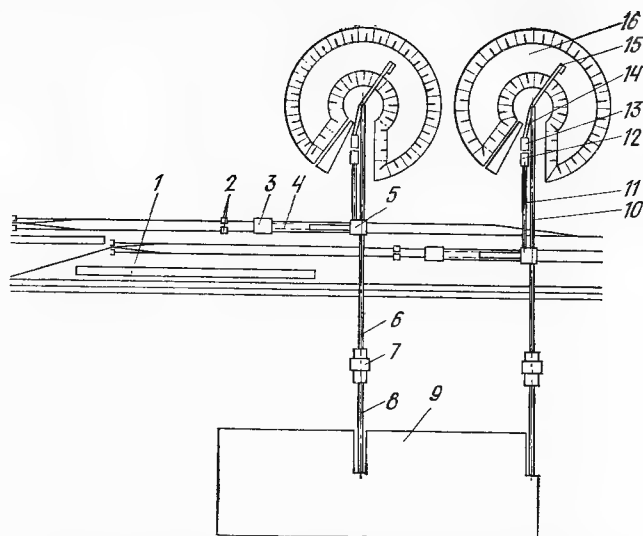


Рис. 16.1. Схема топливоподачи пылеугольной ТЭС:

1 — размораживающее устройство; 2 — электротележка-толкатель; 3 — разгрузочное устройство; 4 — конвейеры от разгрузочного устройства; 5 — узел пересыпки; 6 — конвейеры в дробильный корпус; 7 — дробильный корпус; 8 — конвейеры в главный корпус; 9 — главный корпус; 10 — конвейер на склад; 11 — конвейер со склада; 12 — загрузочный бункер; 13 — узел пересыпки; 14 — конвейер в узел пересыпки; 15 — роторная погрузочная машина-штабелер; 16 — склад топлива

взвешенной грузоподъемности плюс один резервный вагоноопрокидыватель. Топливо доставляется на ТЭС в полувагонах грузоподъемностью 60—125 т.

Для электростанции на фрезерном торфе тип разгрузочного устройства (безземкостное, траншейное, с многоковшовыми перегружателями и пр.) определяется в каждом конкретном случае с учетом расхода торфа и типа вагонов.

Приемные бункера вагоноопрокидывателей перекрывают решетками с размерами ячеек не более 350×350 мм, расширяющимися книзу. Крупные куски топлива измельчаются и проталкиваются перемещающимися над решетками дробильно-фрезерными машинами. В соответствии с нормами технологического проектирования тепловых электрических станций при соответствующем обосновании допускаются размеры решеток под вагоноопрокидывателем с ячейками более 350×350 мм. В этом случае топливо после приемных бункеров должно пройти через дробилки грубого дробления. Установка этих дробилок приводит к увеличению заглубления здания вагоноопрокидывателей, что связано с дополнительными капитальными затратами. Из-под бункеров разгрузочного устройства топливо выдается ленточными питателями, оснащенными шкивными магнитными сепараторами для извлечения из топлива подпадающих намагничиванию металлических предметов.

От каждого вагоноопрокидывателя отходит один ленточный конвейер с производительностью, равной производительности вагоноопрокидывателя. Нумерация конвейеров топливного хозяйства ведется по ходу топлива от разгрузочного устройства в главный корпус, на склад и со склада. Параллельным конвейерам одинакового порядкового номера присваивают буквенные индексы «а», «б».

Топливо в котельную подается двухниточной системой ленточных конвейеров, рассчитанных на трехсменную работу. Обычно одна из ниток работает, а вторая находится в резерве. Однако могут одновременно работать обе нитки системы. Такая необходимость может быть вызвана ухудшением качества и увеличением нестабильности качественных характери-

стик топлива, а также недостаточной надежностью некоторых узлов топливоподачи.

В узле пересыпки № 1 топливо с конвейеров № 1 с помощью распределителей, в качестве которых обычно используются перекидные шиберы, направляется на одну из ниток конвейера № 2, которым транспортируется в дробильный корпус. Здесь топливо либо поступает в молотковые дробилки, либо сбрасывается плужковыми сбрасывателями на конвейер подачи топлива на склад. Молотковые дробилки измельчают топливо до размера 25 мм. При работе на торфе и другом мелком топливе (0—25 мм) топливо может подаваться, минуя дробилки. Перед молотковыми дробилками для отсева мелких фракций устанавливается грохот или стационарная колосниковая решетка. Производительность всех установленных дробилок тонкого дробления должна быть не меньше производительности всех ниток топливоподачи в котельное отделение. Каждая нитка конвейера № 2 работает со своей парой дробилок, причем в работе могут находиться одна из дробилок данной пары либо обе дробилки одновременно.

Перед молотковыми дробилками устанавливают подвесной саморазгружающийся электромагнитный металлоискатель и металлоотделитель, а после дробилок — шкивный и подвесной электромагнитные металлоотделители. При среднеходных мельницах после молотковых дробилок устанавливают уловители немагнитного металла. При шаровых барабанных мельницах металлоуловители устанавливают только до дробилок. Древесина улавливается из угля уловителями длинномерных предметов, установленными в узле пересыпки до молотковых дробилок, и уловителями щепы, установленными на конвейерах после молотковых дробилок. «Улов» удаляется механизированным способом.

Конвейерами № 3 топливо подается в башню пересыпки бункерной галереи главного корпуса. На этих конвейерах установлены ленточные весы для текущего учета топлива, израсходованного за сутки.

На топливоподающем тракте после дробилок в узле пересыпки располагаются механические пробоотборные устройства, с помощью которых отбирают топливо при сбросе его с конвейеров и приготавливают усредненные пробы топлива для физико-химических анализов.

На конвейерах № 4 в бункерной галерее на каждый бункер сырого угля установлены два двусторонних плужковых сбрасывателя. На резервный склад уголь подается конвейером и роторной погрузочной машиной-штабелером (РПМ). Послойная укатка угля на складе производится бульдозерами. Топливо со склада выдается в узел пересыпки конвейером непосредственно от РПМ.

Вместимость складов угля и сланцев принимается (без учета госрезерва), как правило, равной 30-суточному расходу топлива. При небольших расстояниях между ТЭС и местом добычи топлива (41—100 км) вместимость склада может быть уменьшена до 15-суточного расхода, а при расстояниях до 40 км — до 7-суточного расхода.

Система и уровень механизации угольных складов определяются на базе технико-экономического обоснования и должны обеспечивать выполнение складских работ и ремонт механизмов с минимальной численностью персонала. На угольных складах должны применяться механизмы непрерывного действия (роторные погрузчики, штабелеукладчики), мощные бульдозеры.

Ленточные конвейеры, как правило, размещаются в закрытых галереях, размеры которых выбирают, исходя из обеспечения необходимых проходов. Галереи ленточных конвейеров, помещения узлов пересыпок, а также подземная часть разгрузочных устройств отапливаются. В них температура составляет +10 °С, а в помещениях дробильных устройств +15 °С.

На электростанциях в районах с расчетной температурой наружного воздуха —20 °С и ниже галереи кон-

вейеров подачи топлива на склад выполняют отапливаемыми, в них поддерживается температура не ниже +10 °С. В остальных районах они не отапливаются, а на конвейерах используется морозостойкая лента.

Для монтажа и ремонта технологического оборудования в помещениях топливоподачи устанавливают грузоподъемные механизмы.

Все пылящие узлы тракта топливоподачи проектируют с герметизацией от пыления. В узлах пересыпки, дробильных устройствах и в бункерной галерее главного корпуса предусматриваются обеспыливающие установки. В отапливаемых помещениях топливоподачи для уборки пыли в основном применяется гидросмыв.

Расстояние между объектами топливоподачи определяется перепадом высот при подаче топлива и допустимым углом наклона ленточных конвейеров, который не превышает 18°.

Наиболее трудоемка по условиям строительства заглубленная подземная часть зданий и сооружений, поэтому важна оптимизация компоновки оборудования и объемно-планировочных решений, позволяющая сократить количество объектов, располагаемых ниже уровня земли, а также уменьшить глубину сооружений с подземной частью. Поперечные сечения подземных и надземных транспортных галерей следует выполнять унифицированными, чтобы исключить сложные и трудоемкие переходные участки в местах выхода галерей из земли. Для надземных эстакад целесообразно применение легких металлоконструкций, что позволяет вести монтаж индустриальными блочными методами.

Здания и сооружения тракта топливоподачи относятся к категории пожароопасных помещений. По требованиям пожаробезопасности внутри конвейерных галерей не допускается прокладывать транзитные электрические коммуникации. В связи с этим с наружной стороны наземных конвейерных галерей устраивают мостики, на которых устанавливают металлические кабельные короба. В строительных конструкциях внутри зданий и сооружений топливоподачи должны быть исключены горизонтальные полки, на которых могут появиться отложения пыли.

16.3. Схема и общая характеристика мазутного хозяйства ТЭС. Схема газового хозяйства

Почти все тепловые электростанции располагают мазутным хозяйством: ТЭС на мазуте — основным, ТЭС на газе — аварийным (при круглогодичной подаче газа от одного источника) или резервным (при сезонной подаче газа) ТЭС на твердом топливе — растопочным. Для электростанций на газе, получающих газ круглогодично от двух независимых источников, мазутное хозяйство при соответствующем обосновании может не создаваться.

Мазут доставляется на ТЭС главным образом по железной дороге (в отдельных случаях — водным путем и по трубопроводам).

Основные элементы мазутного хозяйства — приемно-сливное устройство, мазутохранилище, мазутная насосная, установки для ввода жидких присадок, трубопроводы и арматура. На рис. 16.2 показана принципиальная схема мазутного хозяйства тепловой электростанции. Для разогрева и слива мазута из цистерн могут применяться как сливные эстакады с разогревом мазута «открытым» паром или горячим мазутом, так и закрытые сливные устройства — тепляки. Тип сливного устройства выбирается на основании технико-экономического расчета.

Разогретый мазут сливается из цистерн в межрельсовые лотки, выполненные с уклоном не менее 1%, и по ним направляется в приемную емкость, перед кото-

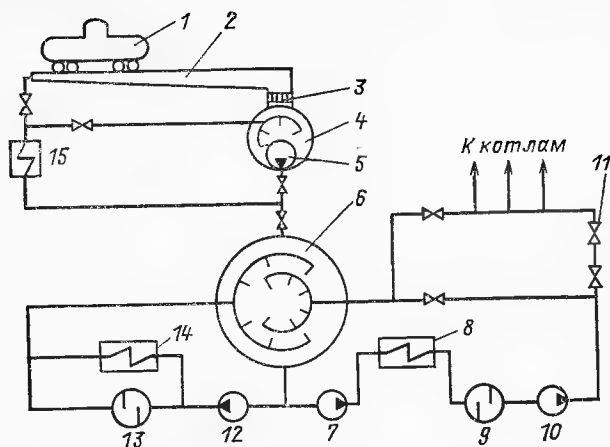


Рис. 16.2. Принципиальная схема мазутного хозяйства тепловой электростанции:

1 — цистерна; 2 — лоток приемно-сливного устройства; 3 — фильтр-сетка; 4 — приемный резервуар; 5 — перекачивающий насос (погружного типа); 6 — основной резервуар; 7 — насос первого подъема; 8 — основной подогреватель мазута; 9 — фильтр тонкой очистки мазута; 10 — насос второго подъема; 11 — регулирующий клапан подачи мазута к горелкам; 12 — насос рециркуляции; 13 — фильтр очистки резервуара; 14 — подогреватель мазута на рециркуляцию основного резервуара; 15 — подогреватель мазута на рециркуляцию приемного резервуара и лотка

рой должны устанавливаться грубый фильтр-сетка и гидрозатвор. На дне лотков укладывают паровые трубы.

Приемно-сливное устройство рассчитывают на прием цистерн грузоподъемностью 50, 60 и 120 т. Длину фронта разгрузки основного мазутохозяйства проектируют, считая, что должен быть слит расчетный суточный расход мазута (20-часовой расход всеми энергетическими котлами станции при их номинальной производительности и 24-часовой расход всеми водогрейными котлами при покрытии тепловых нагрузок для средней температуры самого холодного месяца). Время разогрева и слива одной ставки не должно быть более 9 ч. Полагают также, что мазут доставляется цистернами расчетной грузоподъемностью 60 т, при весовой норме железнодорожного маршрута, с коэффициентом неравномерности подачи 1,2. Принятая длина фронта разгрузки должна быть не менее 1/3 длины маршрута. Для растопочного мазутного хозяйства электростанций с общей производительностью котлов до 8000 т/ч длина разгрузки принимается 100 м, а при большей производительности котлов — 200 м.

Вместимость приемной емкости основного мазутохозяйства должна составлять не менее 20% вместимости устанавливаемых под разгрузку цистерн. Из приемной емкости мазут перекачивается насосами погружного типа в мазутохранилище. Сливаемый из установленных под разгрузку цистерн мазут должен быть перекачан не более чем за 5 ч. В основном мазутном хозяйстве перекачивающие насосы устанавливаются с резервом. В растопочном мазутохозяйстве приемная емкость должна быть не менее 120 м³, откачивающие насосы не резервируются.

От нефтеперерабатывающего завода мазут на мазутохозяйство ТЭС подается по одному трубопроводу. В отдельных случаях при обосновании допускается подача по двум трубопроводам с пропускной способностью каждого из них, равной 50% максимального часового расхода топлива при номинальной производительности котлов.

В зависимости от типа мазутного хозяйства вместимость мазутохранилища (без учета госрезерва) принимается следующей:

Основное для электростанций на мазуте:

при доставке по железной дороге На 15-суточный расход
при доставке по трубопроводам На 3-суточный расход

Резервное для электростанций на

газе На 10-суточный расход

Аварийное для электростанций на

газе На 5-суточный расход

Для водогрейных котлов На 10-суточный расход

Растопочное мазутное хозяйство электростанций на твердом топливе выполняется с тремя резервуарами, вместимость каждого из которых V_1 зависит от общей паропроизводительности котлов $D_{\text{общ}}$: $V_1 = 3000 \text{ м}^3$ при $D_{\text{общ}} > 8000 \text{ т/ч}$; $V_1 = 2000 \text{ м}^3$ при $D_{\text{общ}} = 4000 \div 8000 \text{ т/ч}$; $V_1 = 1000 \text{ м}^3$ при $D_{\text{общ}} < 4000 \text{ т/ч}$.

На электростанциях сооружают как металлические наземные резервуары, так и железобетонные, обвалованные землей. В районах со среднегодовой температурой +9°C и ниже металлические резервуары мазутного хозяйства теплоизолируют.

Мазут в резервуарах мазутного хозяйства разогревают циркуляционным способом по отдельному специально выделенному контуру. Возможно применение местных паровых разогревающих устройств. В контуре циркуляционного разогрева мазута предусматривается по одному резервному насосу и подогревателю. Подача насоса циркуляционного разогрева должна обеспечивать подготовку мазута в резервуарах для бесперебойного снабжения котельной.

Температура мазута в приемных емкостях и резервуарах мазутохранилища выше 90°C не допускается. Это ограничение связано с тем, что при более высокой температуре вода в мазуте вскипает (при 100°C) с образованием водомазутной пены, происходит интенсивное отставание воды, увеличиваются потери от испарения легких фракций. Для мазута марки 40 оптимальная рабочая температура хранения 50—60°C, для мазута марки 100 — температура 60—70°C.

В основном и растопочном мазутохозяйствах схема подачи мазута в котельное отделение может быть одно- или двухступенчатой в зависимости от требуемого давления перед форсунками. Количество мазуточных насосов в каждой ступени основного мазутного хозяйства должно быть не менее четырех (в том числе по одному резервному и одному ремонтному). Оборудование основного мазутного хозяйства должно обеспечивать непрерывную подачу мазута в котельное отделение при работе всех рабочих котлов с номинальной производительностью.

В насосной основного мазутохозяйства предусматривается по одному резервному подогревателю и фильтру тонкой очистки. Схема мазутонасосной должна допускать возможность работы любого подогревателя и фильтра с любым насосом I и II ступеней.

Мазут из основного мазутохозяйства подается к котлам по двум магистралям, рассчитанным каждая на 75% номинальной производительности с учетом рециркуляции. Из растопочного мазутохозяйства мазут поступает в котельное отделение по одному трубопроводу, пропускная способность которого выбирается с учетом общего количества и мощности агрегатов (энергоблоков) на электростанции и режима ее работы в энергосистеме. При этом загрузка одновременно растапливаемых котлов не должна превышать 30% их номинальной производительности, а число таких котлов на ГРЭС с блоками мощностью 300 МВт и более должно быть не больше трех, на ГРЭС с блоками мощностью 200 МВт — не больше четырех, а на ТЭЦ не должно превышать двух наиболее крупных котлов.

В магистральных мазутопроводах котельной и в отводах к каждому котлу должна быть обеспечена цир-

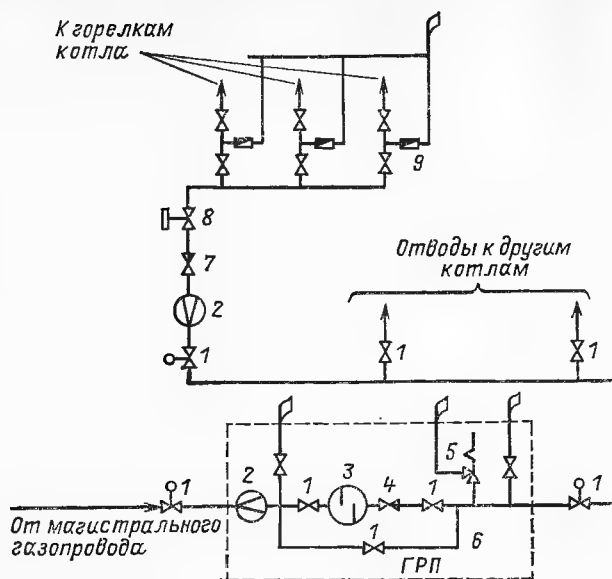


Рис. 16.3. Схема газового хозяйства ТЭС:

1 — запорная задвижка; 2 — расходомер; 3 — фильтр; 4 — регулятор давления; 5 — предохранительный клапан; 6 — байпасная линия; 7 — регулятор расхода газа; 8 — импульсный отсечный клапан; 9 — пробковый край

куляция мазута. Для этого предусматривается трубопровод рециркуляции мазута из котельной в мазутохозяйство. Подача основных мазутных насосов при выделенном контуре разогрева выбирается с учетом дополнительного расхода мазута на рециркуляцию в обратной магистрали при минимально допустимых скоростях.

Прокладка мазутопроводов, как правило, наземная. Мазутопроводы, проложенные на открытом воздухе и в холодных помещениях, должны иметь паровые или другие обогревательные спутники в общей с ними изоляции. На вводах магистральных мазутопроводов внутри котельного отделения, а также на отводах к каждому котлу должна устанавливаться запорная арматура с дистанционным электрическим и механическим приводами, расположенными в удобных для обслуживания местах.

Для аварийных отключений на всасывающих и нагнетательных мазутопроводах должна быть установлена запорная арматура на расстоянии 10—50 м от мазутонасосной.

Тепловые электростанции снабжаются газом от газораспределительных станций (ГРС) через газораспределительные пункты (ГРП) (рис. 16.3). Последние вместе с системой газопроводов составляют газовое хозяйство ТЭС. На газомазутных конденсационных электростанциях мощностью до 1200 МВт и газомазутных ТЭЦ с расходом пара до 4000 т/ч может быть один ГРП, а на остальных электростанциях их количество должно быть не менее двух.

Производительность ГРП на электростанциях, где газовое топливо является основным, рассчитывается на максимальный расход газа всеми рабочими котлами, а на электростанциях, сжигающих газ сезонно, — по расходу газа для летнего режима. ГРП размещают в отдельных зданиях или под навесами на территории электростанции. К каждому ГРП газ подводится по одному газопроводу (без резервного) от расположенной вне территории электростанции ГРС. Давление газа перед ГРП 0,6—1,1 МПа, а после ГРП требуемое его значение определяется потерями давления до самого удаленного от ГРП котла и необходимым давлением газа перед горелками и составляет обычно 0,13—0,2 МПа.

В ГРП имеются рабочие нитки газопровода, нитки малого расхода, включаемые при малом потреблении газа, и резервная нитка с ручным управлением арматурой. На рабочих нитках и нитках малого расхода устанавливают автоматические регуляторы давления и защитные регуляторы, действующие по принципу «после себя». Защитные регуляторы настраивают на повышенное давление по сравнению с рабочим и при работе в расчетном диапазоне полностью открыты.

В пределах ГРП и до котлов прокладка газопроводов наземная. Подвод газа от каждого ГРП к магистрали котельного отделения и от нее к котлам не резервируется и может выполняться одностичным. Газовый распределительный коллектор котлов прокладывается вне здания котельного отделения.

При заполнении газом газопроводы должны продуваться им через сбросные свечи до вытеснения всего воздуха, а при освобождении от газа продуваться воздухом до вытеснения всего газа. Эти требования обусловлены тем, что при объемной концентрации природного газа в воздухе 0,05—0,15 (5—15%) образуется взрывоопасная смесь. Из сбросных свечей газ выпускается в места, откуда он не может попасть в здания и где исключена возможность его воспламенения от какого-либо источника огня. На газопроводах устанавливается только стальная арматура.

16.4. Золовое хозяйство пылеугольной ТЭС

Сжигание на электростанциях наименее качественного твердого топлива (с невысокой теплотой сгорания, многозолавого) приводит к большому выходу золошлаковых материалов, требующих утилизации — на электростанциях Минэнерго СССР в последнее время около 100 млн. т в год. В настоящее время примерно лишь десятая часть этого количества используется в народном хозяйстве — при производстве строительных материалов, в строительстве и сельском хозяйстве.

Для сбора золы и шлака котельных установок, отпуска их потребителям, транспорта золошлаковых материалов внутри главного корпуса, на площадке ТЭС и за ее пределами, для складирования их в золоотвалах и предотвращения вредного воздействия последних на окружающую среду создаются системы золошлакоудаления, образующие золовое хозяйство тепловой электростанции. Системы золошлакоудаления должны быть допустимыми в экологическом и эффективными в технико-экономическом отношении.

В настоящее время на большинстве действующих электростанций зола и шлак удаляются гидравлическим способом и складываются на поверхности земли в золоотвалах. Наряду с определенными достоинствами — полная механизация процесса золошлакоудаления и возможность транспорта на большие расстояния — этому способу присущ целый ряд недостатков. К основным из них относятся большой расход воды на транспорт золы и шлака, изъятие больших площадей земли под золоотвалы, попадание загрязненных сточных вод системы ГЗУ в водоемы, невозможность эффективного использования в народном хозяйстве складированных гидравлическим способом золы и шлака. Основные пути совершенствования золошлакового хозяйства ТЭС — это создание систем, обеспечивающих отпуск золошлаковых материалов потребителям и требующих минимальных расходов воды и других ресурсов на транспорт и складирование золы и шлака.

Нормативные положения по внутристанционному золошлакоудалению на ТЭС с сухими золоуловителями, содержащиеся в нормах технологического проектирования тепловых электростанций 1981 г., предусматривают при наличии на ТЭС сухих золоуловителей создание внутристанционного пневмогидравлического золоудаления. На рис. 16.4 представлена комбинированная схема пневмогидрозолоудаления. Из-под котлов

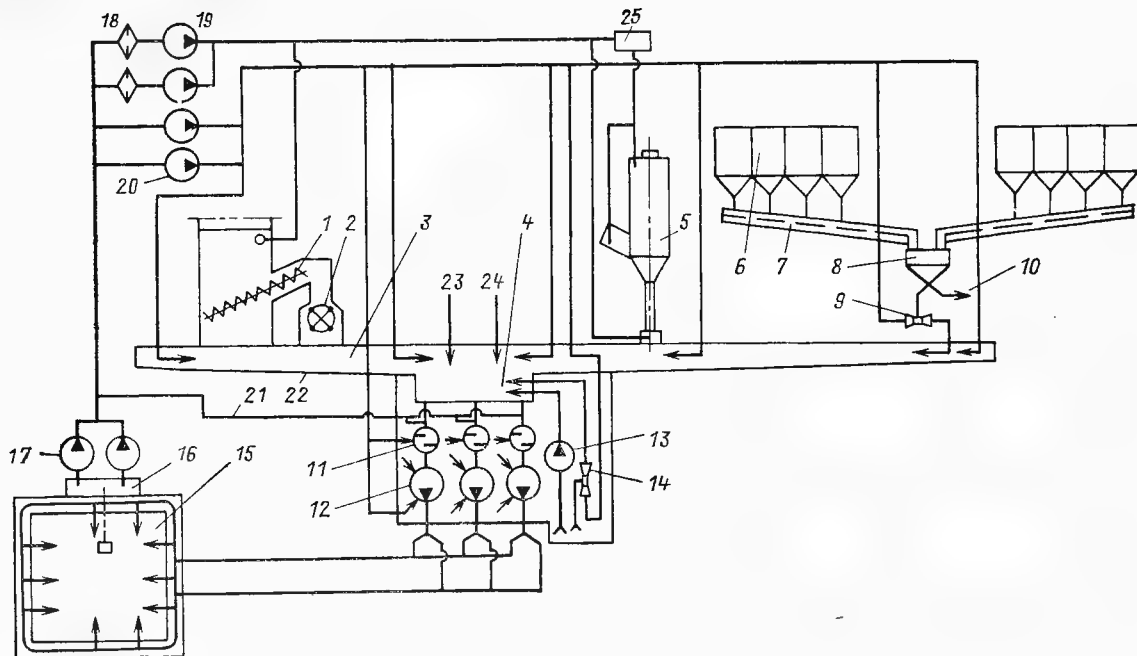


Рис. 16.4. Пневмогидрозолоудаление на пылеугольной ТЭС:

1—система шлакоудаления котла; 2—шлакодробилка; 3—канал; 4—приемная емкость; 5—мокрый золоуловитель; 6—сухой золоуловитель; 7—аэрожелоб; 8—промбункер сухой золы; 9—водоструйный смеситель золы; 10—возможная выдача золы потребителю или на склад; 11—металлоуловитель; 12—багерный насос; 13—дренажный электронасос; 14—дренажный водоструйный насос; 15—золошлакоотвал; 16—бассейн осветленной воды; 17—насос осветленной воды; 18—фильтр; 19—насос орошающей системы гидрозолошлакоудаления; 20—насос смывной воды; 21—осветленная вода на промывку пульпопроводов; 22—побудительные сопла; 23—подпитка; 24—сбросы сточных вод; 25—напорный бак

шлак удаляется механизированным способом и, пройдя дробилки, попадает в шлаковые каналы, по которым он транспортируется к насосной станции самотеком или с помощью струй воды, выходящих из побудительных сопел.

Из-под сухих золоуловителей зола собирается пневмосистемой в промежуточный бункер, откуда она может быть выдана потребителю или, при его отсутствии, подана багерными аппаратами в золовые каналы, а по ним — в багерную насосную. В каналы же непосредственно поступает пульпа из-под мокрых золоуловителей.

В приемной емкости насосной станции шлаковая и золовая пульпы смешиваются, и золошлак транспортируется до золоотвала багерными насосами. Зола и шлак оседают на золоотвале, а осветленная вода возвращается насосами осветленной воды на электростанцию для повторного использования (оборотная схема водоснабжения гидрозолоудаления).

Прямоточная схема со сбросом осветленной воды в водоемы может применяться только при соответствующем обосновании и согласовании с заинтересованными органами санитарного надзора, рыбоохраны и др.

При наличии потребителей зола из промежуточного бункера пневмосистемами транспортируется в силосный склад сухой золы. Гидрозолоудаление при этом является резервной системой.

Для выдачи шлака потребителям предусматриваются гидравлические системы с трехсекционным шлакоотстойником, системы с намывом шлака в бурты или в расходные отвалы.

Для непрерывного механизированного шлакоудаления котельные заводы комплектно с котлами поставляют роторные, шнековые и скребковые транспортеры. Размер кусков шлака после роторных транспортеров не превышает 60 мм. Совместно со скребковыми и шнековыми транспортерами могут поставляться шлаковые

дробилки (валковые), устанавливаемые под котлами (индивидуальные дробилки). В случае когда размеры выпускаемых ими кусков шлака превышают половину размера проходного сечения рабочего колеса багерного насоса, а также если необходимо иметь мелкие куски шлака по условиям применения на золоотвале рассредоточенного намыва, дробилки устанавливают и в багерной насосной (центральные шлакодробилки). Размер кусков шлака после центральных шлакодробилок не превышает 25 мм.

Чтобы сократить потребление воды на золоудаление, зола из-под сухих золоуловителей независимо от наличия потребителей удаляется в промежуточный бункер с помощью одной из следующих систем пневмозолоудаления (ПЗУ): аэрожелобов с пневмоподъемниками или без них, вакуумных систем с вакуум-насосами или паровыми эжекторами, низконапорных трубных систем с вентиляторами или воздуходувками.

Из промежуточного бункера зола может быть выдана непосредственно в транспортные средства потребителя, пневматическим способом на склад сухой золы, через золосмесительные устройства в каналы гидрозолоудаления. Если зола подается на силосный склад струйными или пневмовинтовыми насосами с подачей, равной выходу золы из золоуловителей, то емкость промежуточного бункера принимается равной 3—10 м³. При большей производительности этих насосов вместимость промежуточного бункера увеличивают до 20—60 м³, что позволяет отводить золу насосами периодически при оптимальных режимах работы пневмотранспортной системы.

Для равномерной выдачи золы из бункеров золоуловителей, из воздухоотделительных камер и промежуточных бункеров на золовых течках устанавливают пневмослоевые затворы или мигалки. Для переключения потока золы из бункера в систему отгрузки золы потребителям или в систему ПЗУ под промежуточным бункером устанавливают переключатели механического

действия с электроприводом или пневмослоевые переключатели. Если золу из промежуточного бункера необходимо выдать к нескольким золосмесителям ГЗУ или к нескольким пневмонасосам ПЗУ, то устанавливаются аэроагрегаторы, представляющие собой пневмослоевые переключатели с соответствующим числом камер. Для удаления сухой золы в каналы ГЗУ применяются золосмывные аппараты, смывные водоструйные эжекторы, золосмесители.

Шлаковые и золовые каналы в пределах площади ТЭС, включая расположенные в багерной насосной, принимаются разделными. Они выполняются, как правило, железобетонными с облицовкой из стандартных камнелитых изделий с условным радиусом облицовки, равным 150, 200 и 250 мм. Золовые каналы выполняются с уклоном не менее 1% и с первоначальным заглублением 400—500 мм. Уклон шлаковых каналов при сухом шлакоудалении принимается не менее 1,5%, а при жидком — 1,8%, первоначальное заглубление — 600—700 мм. Непрерывность движения шлакозоловой пульпы поддерживается установленными по длине каналов побудительными соплами с подачей на них смывной воды.

Багерные насосные станции располагают в котельном отделении. Целесообразность их размещения за пределами главного корпуса требует специального обоснования. Одна багерная насосная должна обслуживать не менее шести котлов паропроизводительностью по 320—500 т/ч, не менее четырех котлов — по 640—1000 т/ч, не менее двух котлов — по 1650—2650 т/ч. Багерные насосы устанавливают с одним резервным и одним ремонтным агрегатом в каждой насосной станции. Чтобы в период запуска резервного насоса подводящие каналы не затапливались, на входе багерных насосов размещают приемную емкость вместимостью не менее объема, перекачиваемого насосом в течение двух минут, если насосная находится в главном корпусе, и трех минут, если багерная насосная выносная.

За пределами котельной до выносной багерной насосной шлакозоловые подземные каналы выполняют проходными высотой не менее 1,8 м. Помещение багерных насосных оборудуют дренажным приемком вместимостью 1—2 м³ для сбора дренажных вод. Дренажные насосы устанавливают без резервного центробежного насоса, а в качестве резервного предусматривается водоструйный насос.

Пульпопроводы от багерной насосной до золоотвала выполняют из стальных бесшовных труб с толщиной стенки 10—15 мм. Рекомендуется прокладывать их на поверхности земли на лежневых опорах с уклоном в сторону золоотвала; также допускается укладка пульпопровода с общим уклоном в сторону насосной или с раздельной точкой между насосной и золоотвалом (уклон не менее 0,05%). Трассировка пульпопроводов должна обеспечивать самокомпенсацию от тепловых перемещений.

От каждой багерной насосной станции золошлакопроводы на отвал принимают с одной резервной ниткой. Допускается устройство одного резервного золошлакопровода на две багерные насосные и рекомендуется общий резервный пульпопровод для шлака и золы при разности их диаметров не более 50 мм. Для уменьшения диаметра золошлакопроводов рекомендуется применять сгустители, которые следует устанавливать в котельном отделении или вблизи ТЭС. Если золошлаки абразивные, то предусматриваются меры по увеличению срока службы золошлакопроводов.

В системе гидрозолошлакоудаления для подачи воды используют следующие группы насосов: смывные насосы — для подачи воды к побудительным соплам в каналах, на уплотнения и сальники багерных насосов и шлакодробилок, к металлоуловителям, к водоструйным эжекторам-смесителям; орошающие насосы — для подачи воды к устройствам механизированного шлако-

удаления, на орошение мокрых золоуловителей, к золосмывным аппаратам. Эти насосы устанавливают с одним резервным агрегатом.

16.5. Золоотвалы. Защита водоемов от загрязнения сточными водами системы ГЗУ

Зола и шлак транспортируются обычно на золоотвал гидравлическим способом с использованием багерных насосов и эрлифтов или сухогрузным транспортом. Раздельное внешнее удаление и раздельное складирование золы и шлака применяются при технико-экономическом обосновании или при наличии соответствующих требований потребителей золы или шлака. Сооружения золошлакоотвалов проектируют с учетом вместимости золоотвала, достаточной для работы электростанции в течение пяти лет с полной мощностью.

В зависимости от проектной высоты золоотвалов H они выделяются в четыре класса: $H > 50$ м — I, $H = 50 \div 25$ м — II, $H = 25 \div 15$ м — III, $H < 15$ м — IV класс.

Высота первичных ограждающих дамб рассчитывается с учетом проектируемого способа складирования золошлаков. Если гранулометрический и химико-минералогический состав золошлаков позволяет использовать их для наращивания ограждающих дамб золоотвала, высота первичных дамб определяется, исходя из необходимости накопления золошлакового материала для последующего наращивания дамб. Чтобы обеспечивалась прочность основания дамб наращивания и накапливался необходимый для них золошлаковый материал, пульпа выпускается у дамб рассредоточенно с намытом пляжем из крупных фракций. Если в составе золошлака преобладают мелкие частицы, то для накопления крупного материала у дамб необходимо применять классификаторы золошлаков по фракциям.

Для осветления сточной воды золоотвалов до состояния, позволяющего использовать ее в оборотном водоснабжении системы ГЗУ ТЭС, на золоотвалах устраивают отстойные пруды, в которых должен быть объем воды, необходимый и достаточный для восполнения возможных потерь из системы ГЗУ.

На золоотвалах различают два способа намыва золошлаковых материалов: надводный (выше уровня отстойного пруда) и подводный. При надводном намыве поток пульпы движется по откосу намыва и частицы золы и шлака осаждаются на поверхности намытых ранее отложений. При этом наиболее тяжелые и крупные частицы осаждаются вблизи выпуска пульпы из пульпопровода, а мелкие выносятся потоком пульпы в наиболее удаленную часть надводных отложений, заполняя по пути поры между осаждающимися крупными частицами; мельчайшие частицы золы выпадают на дно отстойного пруда. По длине откоса намыва поток в плане делится на рукава (многорукавные русла), идет инфильтрация водной составляющей пульпы через отложения. При подводном намыве частицы осаждаются под действием силы тяжести в водоеме с достаточно большими глубинами и весьма малыми скоростями течения воды.

Золоотвал намывается, как правило, по схеме «от дамбы — к пруду», с тем чтобы шлак откладывался у наружного откоса, а мелкие фракции выносились к отстойному пруду и таким образом создавались наиболее благоприятные условия для возведения дамб наращивания из намытого золошлакового материала и образования надежного основания для этих дамб. Намыв следует вести равномерно по длине сооружения челочным перемещением фронта намыва от одного борта к другому, чтобы пульпа из разводящего пульпопровода выпускалась в наибольшем удалении от работающего сбросного колодца отстойного пруда.

Пульпа сбрасывается на золоотвал из выпусков, смонтированных в разводящие пульпопроводы, которые уложены на отдельно стоящие опоры. Диаметр выпусков пульпы берется равным трем поперечникам расчетного куска шлака, а расстояние между ними — примерно в 100—120 раз больше диаметра разводящего пульпопровода. Выпуски оборудуются задвижками или съемными заглушками.

При транспортировании золошлакового материала вода систем ГЗУ насыщается минеральными веществами, выщелачивающимися из золы и шлака. Для защиты естественных водоемов от загрязнения водами ГЗУ тепловые электрические станции с 1970 г. проектируют и сооружают с оборотными системами водоснабжения, а прямоточные системы ГЗУ на действующих ТЭС постепенно переводят на водооборот. При этом в результате многократного контактирования с золой вода выщелачивает из нее большое количество минеральных веществ, и качество воды в замкнутых системах ГЗУ значительно хуже, чем в прямоточных. Высокая минерализация воды приводит к тому, что на внутренних поверхностях трубопроводов и насосов осветленной воды в системах ГЗУ электростанций, работающих на топливах с высоким содержанием свободного оксида кальция в золе (канско-ачинские угли, сланцы), могут образовываться труднорастворимые минеральные отложения, состоящие в основном из карбоната кальция.

В насосных станциях осветленной воды устанавливают два рабочих и один резервный насос. Их суммарная подача принимается равной сумме подач рабочих и резервных багерных насосов и отборов осветленной воды на нужды ТЭС. Если существует опасность обра-

зования отложений в тракте осветленной воды, то необходимо предусматривать один дополнительный ремонтный насос и один резервный.

Водный баланс системы ГЗУ следует проектировать нулевым, а подпитку предусматривать технологическими сточными водами ТЭС. В оборотную систему гидрозолошлакоудаления могут быть направлены сточные воды ТЭС в объеме, компенсирующем потери и отборы воды из системы ГЗУ. При этом замазученные и замасленные воды, осветленная вода после нейтрализации и обезживания обмывочных вод регенеративных воздухоподогревателей и паровых котлов, а также воды после нейтрализации химических промывок оборудования электростанции направляются в приемок на вход насосов смывной воды.

Продувочная вода осветлителей и отходы гашения извести и приготвления известкового молока химических водоочисток, сбросы от гидроуборки пыли в помещениях тракта топливopодачи направляются в золовые и шлаковые каналы с учетом их пропускной способности или в приемок на всасе багерных насосов. Часовой расход этих сбросов следует выбирать, исходя из возможностей перекачки их багерными насосами.

В случае необходимости сброса излишних вод системы гидрозолоудаления в естественные водоемы возможность и условия такого сброса подлежат согласованию в каждом конкретном случае с органами государственного санитарного надзора, рыбоохраны и другими заинтересованными организациями. Для сохранения нормативной чистоты естественных водоемов может потребоваться соответствующая обработка сбрасываемых вод, например нейтрализация.

Глава семнадцатая

ОЧИСТКА И УДАЛЕНИЕ ДЫМОВЫХ ГАЗОВ В АТМОСФЕРУ

17.1. Общие положения

Современный этап научно-технической революции характеризуется широким вовлечением в сферу человеческой деятельности всех основных ресурсов оболочки Земли. В табл. 17.1 приведены данные о загрязняющих выбросах веществ в мировом масштабе в атмосферу в целом и в том числе в результате человеческой деятельности (антропогенных).

Как видно из табл. 17.1, по большинству веществ (твердые частицы, оксиды серы и уг-

лерода) антропогенные выбросы оказываются соизмеримыми с естественными выбросами соответствующих веществ, а в некоторых случаях превосходят их. Из последней графы следует, что из общих антропогенных выбросов на долю энергетики приходится около 20—30%.

Охрана окружающей среды на современном этапе развития общества является одной из актуальнейших проблем. В нашей стране она нашла свое отражение в решениях XXVII съезда КПСС и в Конституции СССР.

Тепловые электростанции оказывают существенное влияние на состояние воздушного бассейна в районе их расположения. Выбросы АЭС в атмосферу при нормальной эксплуатации невелики, однако существенное значение приобретают вопросы удаления, транспортировки и захоронения радиоактивных отходов, а также радиоактивные выбросы при аварийных ситуациях. На рис. 17.1 показаны основные источники выбросов вредных веществ ТЭС, оказывающих влияние на состояние атмосферы в районе ее расположения. Потребляя огромное количество топлива и воздуха, котельная установка ПК выбрасывает в атмосферу через дымовую трубу ДТ

Таблица 17.1

Вещество	Загрязняющие выбросы			
	суммарные, Гт/год	в том числе антропогенные		
		всего		в том числе от энергетики
		%	Гт/год	Гт/год
Твердые частицы	3—5,5	15—50	1—2,6	0,1—0,5
Оксиды серы	0,25—0,35	25—55	0,1—0,15	0,01—0,1
Оксиды азота	1,2—1,5	3—6	0,04—0,08	0,015—0,025
Оксид углерода	0,3—0,38	60—90	0,2—0,35	0,02—0,04
Диоксид углерода	70—150	15—30	15—25	1—5

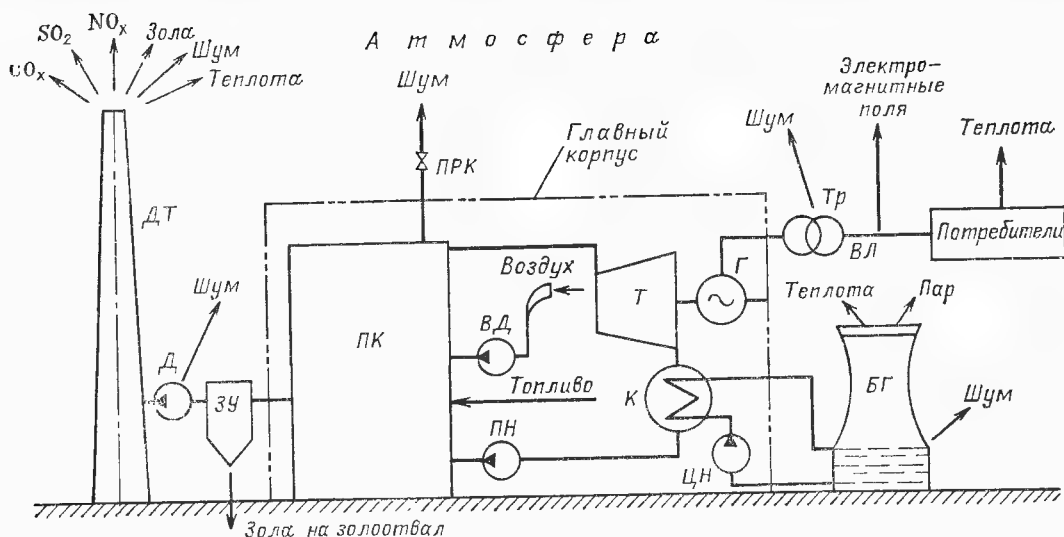


Рис. 17.1. Схема взаимодействия ТЭС с атмосферой

продукты сгорания, содержащие оксиды углерода CO_x , сернистый ангидрид SO_2 , оксиды азота NO_x .

Основное количество углерода выбрасывается в форме CO_2 и не относится к числу токсичных компонентов, но в глобальном масштабе может оказывать некоторое влияние на состояние атмосферы и даже климат планеты. Оксид углерода CO является токсичным компонентом, однако при рационально построенном процессе горения в топке парового котла он содержится в незначительном количестве.

Главными компонентами, определяющими загрязнение атмосферы в районе расположения ТЭС, являются сернистый ангидрид SO_2 и оксиды азота NO и NO_2 . В топочной камере образуется в основном монооксид азота. Однако при движении в атмосфере происходит частичное доокисление, вследствие чего расчет обычно ведут на наиболее токсичный диоксид азота.

Следующим важным компонентом, загрязняющим атмосферу в районе расположения ТЭС, работающих на твердых топливах, является летучая зола, не уловленная в золоуловителе ЗУ. Уловленная зола направляется на золоотвал, на сооружение которого отводится значительная часть полезной территории, причем в процессе хранения золы некоторая ее часть уносится в атмосферу (пыление золоотвалов). Поступление пыли в атмосферу может наблюдаться также со складов твердого топлива.

В атмосферу поступает вся теплота, внесенная топливом либо на самой ТЭС, либо у потребителей энергии. Главная часть (около 50%) теплоты топлива удаляется через

охлаждающие устройства циркуляционной воды (БГ — башенная градирня). В случае прямоточного водоснабжения теплота с циркуляционной водой сбрасывается в гидросферу (реки, озера); 5—7% теплоты удаляется с дымовыми газами из дымовой трубы. Остальное количество теплоты выделяется у потребителей электроэнергии и теплоты.

В районе расположения крупной ТЭС в воздушный бассейн попадают шумы в основном от источников, расположенных на открытом воздухе. Сюда относятся периодические сбросы пара через предохранительные клапаны ПРК, постоянный шум от повышающих трансформаторов Тр, градирен. Особенно вреден шум от осевых дымососов Д, который может распространяться на большой район из устья дымовой трубы ДТ.

На окружающую среду могут оказывать некоторое влияние электромагнитные поля высоковольтных линий электропередачи между ТЭС и потребителями электроэнергии.

Минздравом СССР установлены предельно допустимые концентрации вредных веществ в атмосферном воздухе, которые являются практически безвредными для людей, животных, растительности (табл. 17.2). Максимальная разовая норма относится к 20-минутному времени отбора пробы, среднесуточная — к 24 ч. Поскольку максимум концентрации вредных веществ перемещается по территории в зависимости от направления ветра, стратификации (состояния) атмосферы, а значение максимума зависит от режима работы оборудования, погодных и других факторов, усредненные по времени значения оказываются во много раз меньше максимальных разовых.

Таблица 17.2

Вещество	Предельно допустимая концентрация, мг/м³	
	Максимальная разовая	Среднесуточная
Пыль нетоксичная	0,50	0,15
Сернистый ангидрид	0,50	0,05
Диоксид азота	0,085	0,085
Оксид углерода	3,0	1,0
Ванадия пентаоксид	—	2·10 ⁻³
Бенз(а)пирен	—	1·10 ⁻⁵

Для охраны здоровья людей, сохранения растительного и животного мира наибольшее значение имеет уменьшение среднего воздействия за длительный период времени, например за год. Поэтому в дальнейшем должны быть разработаны среднегодовые нормы вредных веществ, являющиеся более объективным показателем возможного ущерба для биосферы. Создание подобных норм потребует затрат значительных усилий и времени со стороны биологов, медиков и других специалистов. Для воздействия радиации на человеческий организм такие нормы разработаны (дозы облучения, отнесенные к году или к более длительному периоду).

Важнейшим показателем экологического воздействия энергетического объекта является выброс того или иного компонента в атмосферу. Выброс золы, г/с, оценивается по выражению

$$M_z = 10 \left(A^p + q_4 \frac{Q_{н}^p}{32,7} \right) a_{ун} B (1 - \eta), \quad (17.1)$$

где A^p — зольность топлива на рабочую массу, %; q_4 — потеря теплоты от механического недожога, %; $Q_{н}^p$ — теплота сгорания рабочей массы топлива, МДж/кг; $a_{ун}$ — доля твердых частиц, уносимых с дымовыми газами из топки (для топок с твердым шлакоудалением $a_{ун}=0,95$, с жидким шлакоудалением 0,7—0,85); B — расход топлива, кг/с; η — степень улавливания золы в золоуловителе.

Выброс SO_2 определяется по выражению

$$M_{SO_2} = 20 S^p B \varepsilon, \quad (17.2)$$

где S^p — содержание серы на рабочую массу, %; ε — доля оксидов серы, не связанной с золой уноса; для углей в среднем $\varepsilon=0,9$, для мазута — 0,98.

Выброс оксидов азота рассчитывается по выражению

$$M_{NO_2} = 0,034 \beta_1 k B Q_{н}^p \varphi, \quad (17.3)$$

где $\beta_1=0,8$ для газа и мазута; $\beta_1=0,7 \div 1,4$ для различных твердых топлив в зависимости от содержания азота в горючей массе; коэффициент $k=12D/(200+D_n)$ зависит от номи-

нальной D_n и фактической D нагрузок котла, т/ч; φ — коэффициент, учитывающий мероприятия по подавлению оксидов азота в топке (от 0,9 до 0,5).

17.2. Золоулавливание на ТЭС

Основные принципы золоулавливания. Вследствие того что частицы золы уноса являются твердыми телами (в отличие от прочих газообразных продуктов сгорания), их выделение из потока может быть осуществлено физическими методами. Наибольшее распространение в энергетике получили методы инерционного отделения и отделения заряженных частиц в электростатическом поле (рис. 17.2). В механических золоуловителях движение потока осуществляется внутри цилиндрической поверхности, в электрофильтрах — вдоль плоских поверхностей, образованных осадительными электродами.

Основным показателем эффективности работы золоуловителя является степень улавливания

$$\eta = (G_{вх} - G_{вых}) / G_{вх}, \quad (17.4)$$

где $G_{вх}$ — количество поступающей в золоуловитель золы, кг/с; $G_{вых}$ — количество неуловленной золы после золоуловителя, кг/с. Используется также понятие степени проскока т. е. доли неуловленной золы:

$$p = G_{вых} / G_{вх} = 1 - \eta. \quad (17.5)$$

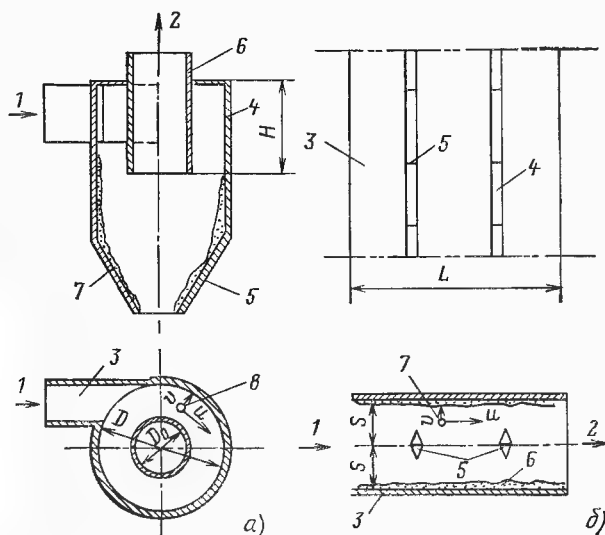


Рис. 17.2. Принципиальные схемы золоуловителей:

а — циклонный золоуловитель: 1 — вход запыленного газа; 2 — выход очищенного газа; 3 — входной патрубок; 4 — корпус циклона; 5 — бункер; 6 — выходной патрубок; 7 — зола; 8 — частица золы; u, v — скорости газа, дрейфа частицы; б) элемент электрофильтра: 1 — вход запыленного газа; 2 — выход очищенного газа; 3 — осадительный электрод (положительный); 4 — полоса коронирующего электрода (отрицательного); 5 — иголки; 6 — осевшая зола; 7 — частица золы; u, v — скорости газа, дрейфа частицы

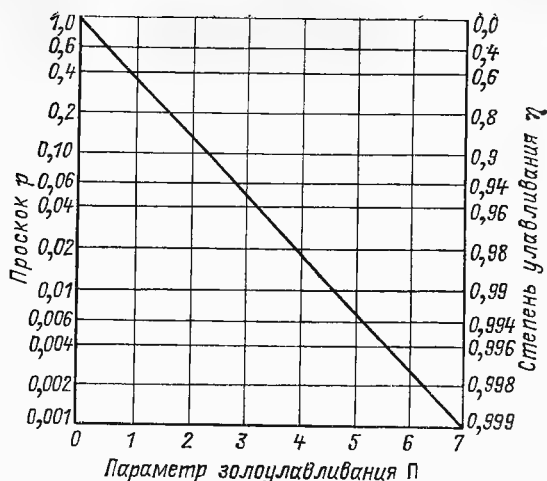


Рис. 17.3. Зависимость степени проскока золоулавливания от параметра золоулавливания

Для всех типов золоуловителей проскок можно записать через параметр золоулавливания Π в виде теоретического соотношения (рис. 17.3):

$$p = e^{-\Pi}, \quad (17.6)$$

где параметр золоулавливания можно представить в форме

$$\Pi = K\Phi; \quad (17.7)$$

кинематический параметр $K = v/u$; параметр формы $\Phi = F/\omega$. Здесь v — скорость дрейфа частиц золы к поверхности осаждения (скорость дрейфа), м/с; u — скорость газового потока, м/с; F — площадь поверхности осаждения, м²; ω — поперечное сечение для прохода газов, м².

Чем больше значение параметра Π , тем меньше степень проскока p и тем больше степень улавливания η .

Для большинства золоуловителей скорость дрейфа v , а следовательно, параметры K и Π зависят от диаметра частиц. Поэтому расчет улавливания ведется для каждой фракции отдельно, а общий проскок определяется по выражению

$$p = \sum_{i=1}^n p_i \frac{B_i}{100}, \quad (17.8)$$

где p_i — степень проскока i -й фракции; B_i — массовая доля i -й фракции, %; n — общее число фракций. Фракционный состав золы уноса приводится в соответствующих справочниках [13].

Циклонные золоуловители. В циклонных (инерционных) золоуловителях отделение твердых частиц осуществляется вследствие возникновения центробежных сил при движении пылегазового потока по кольцевому ка-

налу. Для циклонных золоуловителей кинематический параметр определяется по выражению

$$K = 40ud^2/D, \quad (17.9)$$

а параметр формы

$$\Phi = 2\pi/(1 - \bar{D}_0), \quad (17.10)$$

где d — диаметр частицы, мм; u — скорость газа, м/с, отнесенная к полному поперечному сечению циклона диаметром D , м; $\bar{D}_0 = D_0/D$. Для большинства циклонов $\bar{D}_0 = 0,5$ и параметр формы $\Phi = 12$.

Из выражения для кинематического параметра (17.9) следует, что степень улавливания растет с возрастанием скорости газов u в циклоне, уменьшением его диаметра D . Из (17.9) также следует сильная зависимость степени улавливания (или K) от диаметра частиц золы — слабо улавливаются мелкие фракции золы при $d < 20$ мкм, в то время как крупные фракции улавливаются практически полностью.

Тангенциальная скорость $u_{вх}$ во входном патрубке циклона принимается высокой, на уровне 13—14 м/с, в то время как подбор циклонов ведется по скорости, отнесенной к полному поперечному сечению, которая принимается обычно $u = 4,5$ м/с. При этом гидравлическое сопротивление проходу газов оказывается на уровне 1000 Па.

Для достижения степени улавливания на уровне 0,88—0,90 диаметр циклона принимается возможно меньшим ($D = 0,25 \div 0,5$ м). Поэтому для пропуска больших объемов газов после паровых котлов устанавливают батарейные циклоны, состоящие из сотен циклонов, в каждый из которых попадает соответствующая часть общего пылегазового потока.

Циклонные золоуловители в виде батарейных циклонов получили применение в схемах

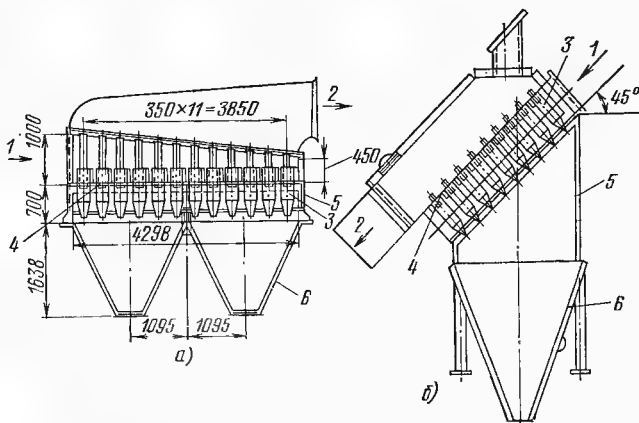


Рис. 17.4. Варианты расположения циклонных элементов в батарее:

а — вертикальное расположение циклонов; б — наклонное расположение циклонов; 1 — вход очищаемых газов; 2 — выход очищенных газов; 3 — элемент БЦУ; 4 — трубяная доска; 5 — корпус циклона; 6 — золовый бункер

с паровыми котлами на твердых топливах малой и средней мощности до производительности 100 кг/с. В настоящее время исключительное применение получили циклонные элементы с тангенциальным подводом типа БЦУ с внутренним диаметром 231 мм. На рис. 17.4 показаны варианты компоновок циклонных элементов в батарее — при вертикальном и наклонном (под углом 45° к вертикали) расположении циклонных элементов. Для выбора типоразмера батарейных циклонов необходимо определить живое сечение для прохода газов, m^2 , по выражению

$$\omega = V/u, \quad (17.11)$$

где V — объем уходящих газов за паровым котлом, $m^3/с$, в месте установки циклона. Далее, задаваясь различным количеством батарей на паровой котел, подбирают по справочникам [13] ближайший стандартный типоразмер.

Мокрые золоуловители. Недостатком работы сухих циклонов является возможность вторичного захвата осевшей на их стенках золы, что снижает эффективность работы аппарата. Простейшим методом предотвращения вторичного уноса со стенок является смачивание их стекающей пленкой воды. В этом случае практически все золовые частицы, достигшие стенок, удаляются вместе с водой в золовой бункер.

В отличие от элементов батарейного циклона центробежные скрубберы (ЦС) делают большего диаметра (0,6—1,7 м) и на котел устанавливаются два—шесть таких скрубберов. Степень улавливания золоуловителей ЦС-ВТИ составляет 0,9—0,92.

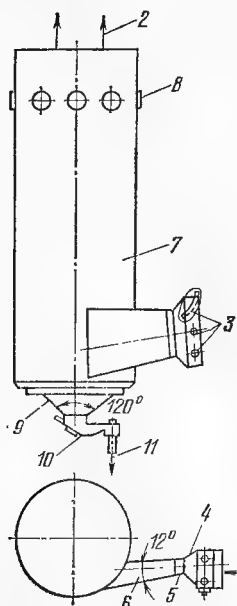


Рис. 17.5. Мокрый золоуловитель с коагулятором Вентури: 1—вход запыленных газов; 2—выход очищенных газов; 3—сопла для подачи воды в горловину трубы Вентури; 4—6—конфузор, горловина и диффузор коагулятора Вентури; 7—корпус каплеуловителя; 8—подача воды для орошения стенок каплеуловителя; 9—бункер каплеуловителя; 10—гидрозатвор; 11—подача пульпы в канал гидрозолоудаления

Дальнейшего повышения степени улавливания можно достигнуть, применив предварительную коагуляцию зольных частиц каплями воды в трубе Вентури (рис. 17.5). В этом случае в горловину трубы Вентури, где газ движется с большой скоростью (50—70 м/с), впрыскивается через распылительные форсунки вода в количестве 0,15—0,20 кг на 1 m^3 газа. Движущийся с большой скоростью газ при встрече с каплями воды дробит их до размера 200—300 мкм, вследствие чего резко возрастает общая смачивающая поверхность. Частицы золы соединяются с каплями воды (коагуляция), и эти достаточно крупные частицы эффективно осаждаются на пленке центробежного скруббера. Эффективность мокрого золоуловителя с предвключенным коагулятором достигает 94—96%. Они применяются для котлов паропроизводительностью до 200 кг/с.

Электрофилтры. Для электрофилтра кинематический параметр имеет вид

$$K = 0,25E^2d/u, \quad (17.12)$$

а параметр формы

$$\Phi = L/t. \quad (17.13)$$

Здесь E — эффективная напряженность электрического поля, МВ/м; d — диаметр частицы, мкм; L — суммарная длина полей электрофилтра; t — расстояние между коронирующим и осадительным электродами, м.

Как видно из (17.12), степень улавливания золы в электрофилтре возрастает с ростом эффективной напряженности электрического поля и падает с увеличением скорости дымовых газов u . Эффективная напряженность электрического поля определяется свойствами пылегазового потока. Ниже приведены средние значения эффективной напряженности поля для некоторых топлив:

Марка топлива	Эффективная напряженность, МВ/м
Кузнецкий Т	0,15
Экибастузский СС	0,20
Донецкий АШ, ГСШ	0,25
Подмосковный Б	0,27
Канско-ачинский Б	0,28

Эффективная напряженность электрического поля, а следовательно, скорость дрейфа и кинематический параметр связаны с удельным электрическим сопротивлением (УЭС). Высокое значение УЭС и малую эффективную напряженность электрического поля имеют малосернистые и маловлажные топлива (угли Кузнецкого, Экибастузского бассейнов).

На степень улавливания большое влияние оказывает скорость газов, причем в отличие от циклонных золоуловителей степень улав-

ливания золы в электрофильтрах растет с уменьшением скорости. Поэтому для углей с высоким УЭС золы приходится принимать малые скорости газового потока ($u=1\div 1,2$ м/с), а для прочих топлив $u=1,6\div 1,8$ м/с. Низкие скорости газов требуют, как это следует из (17.11), установки электрофильтров очень большого поперечного сечения, что ведет к большим расходам металла и высоким капитальным затратам. Электрофильтры, как и механические золоуловители, лучше улавливают крупные частицы золы [диаметр частиц d входит в числитель выражения (17.12)], однако зависимость их работы от диаметра частицы меньше, чем у циклонных золоуловителей (в числителе d^2).

Важным преимуществом электрофильтров является более высокое значение параметра формы. Если принять среднюю длину поля $L_n=4$ м, а расстояние между коронирующим и осадительным электродами $t=0,15$ м, то при трех полях в электрофильтре параметр $\Phi=80$, а при четырех $\Phi=107$, т. е. в 7—9 раз больше, чем для циклонных золоуловителей.

На рис. 17.6 представлена конструкция горизонтального электрофильтра для ТЭС. В металлическом корпусе подвешены осадительные и коронирующие электроды, к которым подводится выпрямленный ток высокого напряжения. Корпус электрофильтра и осадительные электроды заземляются, а отрицательный заряд подводится к коронирующим электродам. Осадительный электрод выполнен в виде пластины с небольшими выступами, а коронирующий представляет собой узкую полосу с выштампованными иглами. При этом создается неравномерное по напряженности поле с максимумом напряженности вблизи игл коронирующего электрода. Это обеспечивает зарядку частиц золы отрицательной полярностью с последующим их осаждением на осадительном электроде, с которого зола удаляется путем ударов встряхивающего механизма. Оптимальное напряжение между электродами на каждом поле поддерживается с помощью автоматического регулятора электрического питания электрофильтра.

Большое значение имеет рациональная организация потока в электрофильтре. Необходимо обеспечить равномерный по сечению поток и отсутствие проскока частицы запыленного газа в бункера под полями электрофильтров. Наилучшее равномерное распределение потока получается применением бездиффузорного газораспределительного устройства МЭИ с объемными элементами треугольной формы, а снижение потока — через бункера с помощью наклонных перегородок.

Для блоков большой мощности (800 МВт и более) приходится применять двухъярусную компоновку электрофильтра (рис. 17.7). При этом зола из верхнего яруса просыпается в бункера нижнего яруса в щели, образованные осадительными электродами нижнего яруса, из которых удалены коронирующие электроды.

Маркировку электрофильтров поясним на следующем примере. Электрофильтр ЭГА1-20-7,5-4-3-330-5 — электрофильтр горизонтальный, модификация А, с одной секцией по ширине, по 20 проходов в секции, с высотой электродов 7,5 м, с четырьмя электродами в каждом поле, при трех последовательно установленных полях. Последние две цифры обозначают допустимую температуру, °С, и максимальное разрежение, кПа. Выбор электрофильтров можно выполнять по [32].

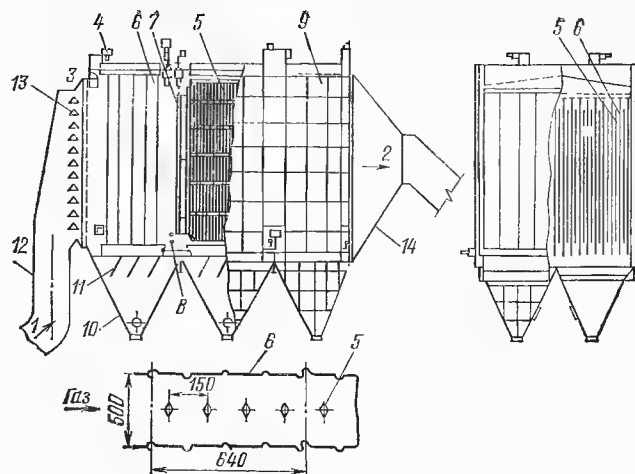


Рис. 17.6. Горизонтальный трехпольный электрофильтр:

1—вход запыленного газа; 2—выход очищенного газа; 3—газораспределительная решетка; 4—защитная коробка для подвода электрического тока высокого напряжения; 5—рама коронирующих электродов; 6—осадительный электрод; 7—механизм встряхивания коронирующих электродов; 8—механизм встряхивания осадительных электродов; 9—корпус электрофильтра; 10—золовой бункер; 11—газоотражающие перегородки бункеров; 12—подъемная шахта; 13—газораспределительные объемные элементы; 14—конфузор за электрофильтром

Электрофильтры позволяют достигать высокой степени улавливания — 99—99,5% — при гидравлическом сопротивлении не более 150 Па без снижения температуры и увлажнения дымовых газов.

Для золы углей с неблагоприятными электрофизическими свойствами приходится прибегать к кондиционированию поступающих в электрофильтр дымовых газов. Так, перед электрофильтрами, улавливающими золу экибастузских углей, применяется установка мокрых скрубберов; за счет подачи в поток воды происходит снижение его температуры на 30—50°С с одновременным увеличением влажности. Это приводит к снижению УЭС золы и лучшему ее улавливанию в электрофильтре.

Тканевые фильтры. В настоящее время в энергетике получают применение тканевые фильтры, применявшиеся ранее в других отраслях промышленности для улавливания пыли. Фильтрация осуществляется через гибкую ткань, выполняемую из тонких нитей (диаметр нитей около 100—300 мкм). Ткань имеет цилиндрическую форму, поэтому фильтры получили название рукавных. С помощью тканевых фильтров можно получить очень высокую степень улавливания — более 99%. Однако их использование связано с рядом трудностей и значительными капитальными затратами. Скорость газового потока через ткань должна быть очень низкой — 0,01—0,02 м/с, гидравлическое сопротивление оказывается высоким, на уровне 0,5—1,5 кПа. Наибольшую трудность в эксплуатации представляет удаление осевшей на ткани золы. Для ее удаления применяется либо механическое встряхивание, либо продувка воздухом ткани в обратном направлении, причем на это время очищаемая секция должна отделиться от газового потока соответствующими шиберами.

Тканевые фильтры за паровыми котлами должны выполняться из материала, выдерживающего работу при температуре уходящих газов. В частности, получили применение ткани из стекловолокна (до 300°С) или оксалина (до 250°С). Длительность работы ткани составляет обычно 1—3 года.

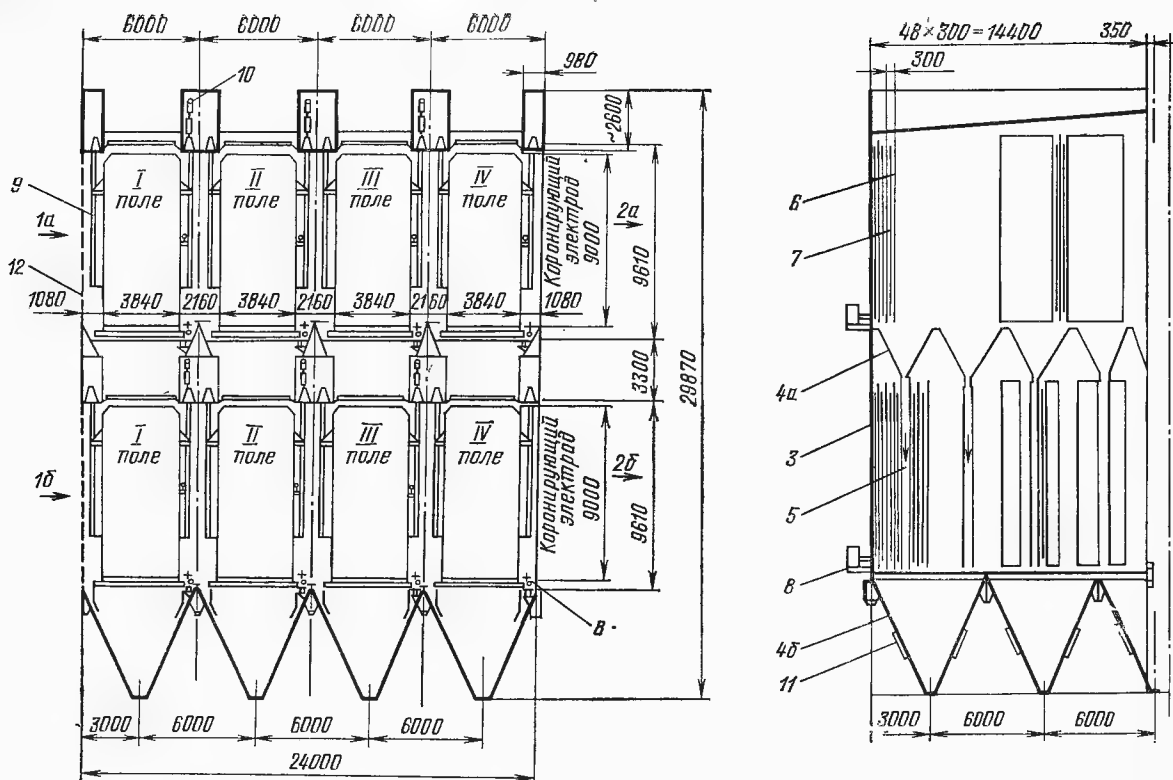


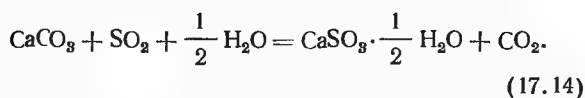
Рис. 17.7. Четырехпольный двухъярусный электрофильтр:

1а, 1б — вход запыленных газов в верхний, нижний ярусы; 2а, 2б — выход очищенных газов из верхнего, нижнего ярусов; 3 — корпус; 4а, 4б — верхний, нижний бункера зола; 5 — канал для поступления зола из верхнего бункера в нижний; 6 — осадительный электрод; 7 — коронирующий электрод; 8 — встряхивающий механизм осадительных электродов; 9 — рама коронирующих осадительных решетка; 10 — подвод высокого напряжения к коронирующим электродам; 11 — электрообогрев бункера; 12 — газораспределительная решетка

17.3. Снижение выбросов оксидов серы и азота

Очистка от соединений серы. Для снижения выбросов соединений серы существуют два подхода: очистка от соединений серы продуктов сгорания топлива или удаление серы из топлива до его сжигания.

К числу достоинств первого подхода следует отнести его значительную эффективность (удаление до 90—95% серы) и его универсальность применения для топлива всех видов, к числу недостатков — высокие капитальные вложения и эксплуатационные расходы. Наиболее перспективными в промышленном отношении являются известняковый, аммиачно-циклический и магнетитовый методы. В основе известнякового метода лежит реакция



В результате реакции образуется шлам, состоящий из сульфита кальция, летучей зола и непрореагировавших компонентов, который после обезвоживания удаляется в отвал. Этот способ достаточно освоен, требует сравнительно умеренных капитальных затрат и имеет степень улавливания серы на уровне 90%. Недостатками его являются отсутствие выхода товарной продукции и большое количество шлама. Последнее препятствует его применению на ТЭЦ в больших количествах.

Значительные перспективы имеет двухцикличный щелочной способ очистки газов от оксидов серы. В основе метода, схема которого приведена на рис. 17.8, лежит скрубберный процесс очистки дымовых газов осветленным слабым раствором солей натрия или аммиака с последующей обработкой известью или известняком. В результате образуется шлам, содержащий CaSO_3 , идущий в отвал, и щелочной раствор, который используется для скрубберного процесса. Эффективность процесса лежит на уровне 90—95%. При-

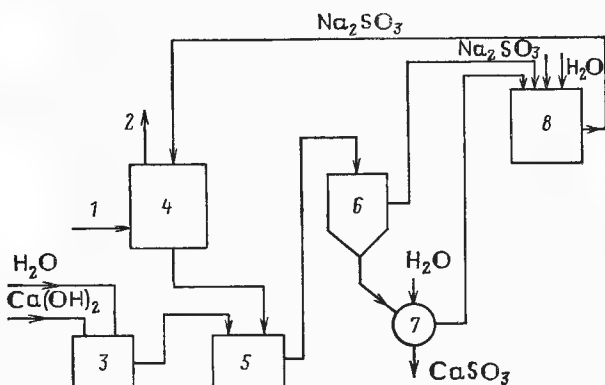


Рис. 17.8. Схема двухциклического щелочного скрубберного процесса очистки газов от оксидов серы:

1 — вход очищаемых газов; 2 — выход очищенных дымовых газов; 3 — смесительный бак; 4 — скруббер; 5 — реактор; 6 — отстойник; 7 — вакуумный фильтр; 8 — сливной бак

муществами способа являются умеренная стоимость, минимальная коррозия оборудования, недостатком — удаление большого количества шлама.

При магнетитовом методе (используется MgO — магнезия) при поглощении SO_2 образуется сульфит магния $MgSO_3$, который после обжига образует исходные продукты: MgO , который снова используется в процессе очистки, и SO_2 , который может быть переработан в товарную серную кислоту. Использование конечных продуктов является главным преимуществом данного метода.

Ввиду высоких капитальных и эксплуатационных затрат на сероочистные устройства, а также трудностей, возникающих при их эксплуатации, в США проблеме снижения выбросов SO_2 пытаются решить применением на ТЭС углей с малым содержанием серы. Этот способ также связан с большими расходами, так как при этом предполагается закрытие шахт с высокосернистыми углями и увеличение добычи в районах более дорогих малосернистых углей.

В настоящее время ведутся исследования по очистке топлива от серы в процессе горения. Для этого может использоваться кипящий (псевдооживленный слой). Дробленый уголь с размером частиц 1,5—6 мм вместе с гранулированной золой или другим зернистым материалом образуют кипящий слой в восходящем потоке воздуха, подаваемого под решетку. Уголь сгорает при температуре 750—1000 °С, при которой зола не размягчается и не спекается. Процесс десульфурзации осуществляется за счет введения в кипящий слой молотого известняка, вступающего при температуре 750—800 °С в реакцию с сернистым ангидридом с образованием сернистого кальция. Одновременно с поглощением сернистых соединений уменьшается образование оксидов азота вследствие низкой температуры процесса. Применение этого способа возможно для котлов умеренной мощности.

Используются также разнообразные способы очистки от соединений серы исходного топлива. Так, при переработке сернистой нефти на нефтеперерабатывающих заводах удаление серы может осуществляться методом гидроочистки. При давлении 10 МПа и температуре 400 °С сера топлива соединяется с водородом, образуя сероводород, который затем улавливается и может использоваться для получения серы и ее соединений.

Возможно также использование методов газификации или пиролиза мазута с одновременным удалением серы и ее соединений до поступления его в топку парового котла. При газификации топливо подвергается неполному окислению при высокой температуре, а при пиролизе — нагреву с разложением без применения окислителя. Газификация осуществляется при подаче в газогенератор воздуха или кислорода, а также водяного пара. При этом получается сероводород, перера-

ботка которого в элементарную серу более рентабельна, чем диоксида серы. Степень использования теплоты газификации невысока и составляет 70—90%. Продуктами переработки мазута являются горючий газ, кокс и жидкие фракции нефти.

Подавление образования оксидов азота. Оксиды азота могут образовываться в процессе горения в топках мощных паровых котлов при высоких температурах в ядре факела.

Особенностью образования оксидов азота являются малая зависимость от вида и состава топлива, но большая зависимость от режима горения и организации топочного процесса.

В топочной камере образуется в основном монооксид азота. При перемешивании дымовых газов с атмосферным воздухом после выхода из дымовой трубы происходит в значительной степени превращение монооксида азота в более токсичный диоксид. В расчетах условно принимается, что в дымовых газах содержится только диоксид азота. Типичные значения содержания диоксида азота в уходящих газах за паровыми котлами при нормальных условиях приведены в табл. 17.3.

Как следует из табл. 17.3, выход оксидов NO_2 в пересчете на диоксид азота на 1 м³ дымовых газов за топочной камерой, приведенный к нормальным условиям, растет с увеличением мощности парового котла и зависит от типа топочного устройства.

При сжигании природного газа и мазута содержание оксидов азота можно существенно уменьшить путем специальной организации топочного процесса. Большинство мероприятий по подавлению образования оксидов азота связано со снижением температуры в ядре зоны горения. К числу таких мероприятий относятся следующие:

1) рециркуляция дымовых газов с помощью специального дымососа, забирающего дымовые газы после экономайзера и подающего их в топку. Подмешивая приблизительно 20% дымовых газов, удается снизить концентрацию NO на 40%;

2) двухстадийное сжигание топлива, когда в нижний пояс горелочных устройств подается все топливо и часть воздуха, необходимого для его сжигания (0,8—0,9 теоретически необходимого количества). При этом происходит частичная газификация топлива при пониженной температуре в ядре факела по сравнению с полным сжиганием. Далее в верхний пояс подается остальное количество воздуха для дожигания продуктов неполного горения, однако температура при этом возрастает не сильно;

3) ввод воды вместо пара в мазутные форсунки в количестве 8—10% массы топлива позволяет уменьшить концентрацию оксидов азота на 20—30%;

4) существенно снижается образование оксидов азота при низких избытках воздуха ($\alpha=1,02\div1,03$)

Таблица 17.3

Оборудование	Содержание NO_2 в сухих продуктах сгорания, г/м ³ , различных топлив				
	Природный газ	Мазут	Уголь		
			Сухое шлакоудаление		Жидкое шлакоудаление
			экибастузский	канско-ачинский	
Паровые котлы ТЭС 420—480 т/ч	0,45/0,20	0,45/0,30	0,70	0,50	1,20
Энергоблоки мощностью 300 МВт	0,70/0,35	0,70/0,40	0,90	0,70	1,40
Энергоблоки мощностью 500 и 800 МВт	0,95/0,45	0,95/0,55	1,10	0,90	1,60

Примечание. В числителе приведены концентрации без мероприятий по подавлению, в знаменателе — при простейших мероприятиях по подавлению.

при работе на природном газе и жидком топливе.

Кроме вышеперечисленных мероприятий по подавлению оксидов NO_2 , могут применяться и другие: сооружение топки с пониженным напряжением топочного объема, повышенной степенью экранирования, специальными типами горелочных устройств и др. Перечисленные методы подавления оксидов азота в процессе горения оказываются наиболее эффективными для жидких и газообразных топлив, где процесс горения протекает достаточно быстро. Для твердого топлива эти мероприятия не всегда могут применяться, так как понижение температуры процесса может приводить к неполному выгоранию топлива.

17.4. Шум от энергоустановок и мероприятия по его снижению

В решении общей проблемы охраны воздушного бассейна от вредных выбросов энергоустановок все более существенное значение приобретают вопросы борьбы с шумом.

Основное и вспомогательное оборудование ТЭС — турбина, котел, насосы, размыльные устройства и др. — является, как правило, источником шума (табл. 17.4). Это оборудование, расположенное внутри главного корпуса, воздействует только на обслуживающий персонал ТЭС, и борьба с шумом от такого оборудования относится к вопросам охраны труда на соответствующих рабочих местах. Однако имеются источники шума, которые могут воздействовать на район, расположенный за пределами территории ТЭС. Эта проблема имеет особое значение для ТЭЦ, расположенных в районе жилой застройки больших городов, где нормы допустимого уровня шума приняты значительно более жесткими, чем в цехах электростанции.

Поскольку звук распространяется прямолинейно, то исключительное значение имеет высота расположения источника над уровнем земной поверхности. Чем выше расположен источник звука, тем на больший район вокруг ТЭЦ он может оказывать воздействие. Охлаждаемая поверхность градирни, трансформаторы, газораспределительные устройства располагаются сравнительно низко; их влияние ограничивается зданиями, расположенными в непосредственной близости от них. Для снижения вредного воздействия от шума этих устройств бывает достаточно установить экранирующую звуковую стену вблизи источника. Сложнее обстоит дело с борьбой против шума из высотных источников. На рис. 17.9 показан шумоглушитель, устанавливаемый на выходе сбросных паропроводов от предохранительных клапанов над кровлей главного корпуса.

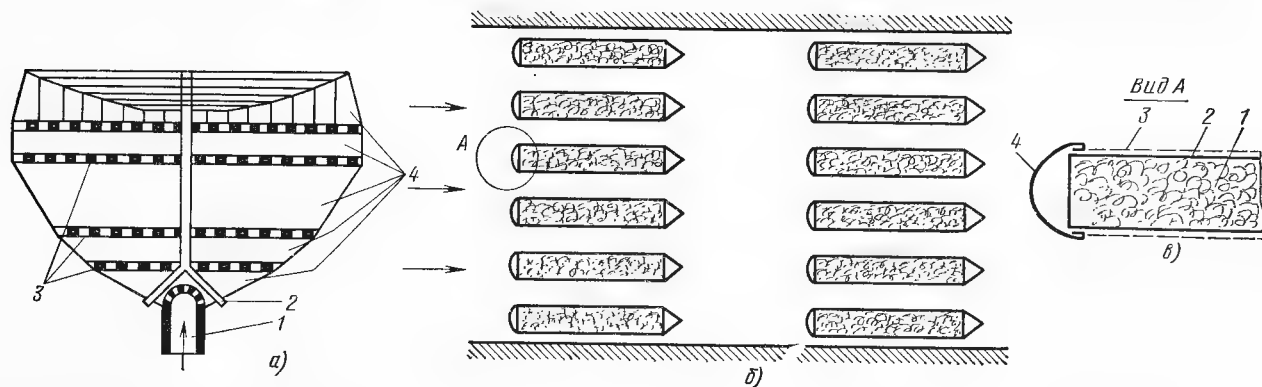


Рис. 17.9. Шумоглушители:

а — шумоглушитель на сбросном паропроводе выхлопных клапанов; 1 — сбросной паропровод пара; 2 — рассекающий; 3 — дроссельные решетки; 4 — расширительные камеры; б — пластинчатый глушитель в газоходе за осевым дымососом; в — устройство глушителя: 1 — звукопоглощающий материал; 2 — стеклоткань; 3 — перфорированный металлический лист; 4 — обтекатель

Источник шума на ТЭЦ	Уровни звука, дБА, на расстоянии 1 м от источника
<i>Источники шума, действующие внутри электростанции</i>	
Котел	75—103
Турбина	87—106
Генератор	86—115
Арматура, паропроводы	86—120
Углеразомольное оборудование	85—115
Питательные насосы	90—115
Циркуляционные и сетевые насосы	82—101
Деаэрационные колонки	88—97
<i>Источники, действующие на окружающий район</i>	
А. Постоянные	
Тягодутьевые машины блоков СКД:	
в устье дымовой трубы с металлическим газоходом	100—110
в устье дымовой трубы, футерованной внутри кирпичом	80—90
воздухозабор дутьевого вентилятора	85—100
Газораспределительный пункт и газопроводы после него	82—115
Пристанционный узел (ОРУ, трансформаторы и др.)	70—80
Градирни	73—76
Б. Временные	
Сброс пара в атмосферу при срабатывании предохранительных клапанов	130—140
Элементы пусковой схемы (РОУ, БРОУ)	106—117

За последнее время обострилась проблема борьбы с шумами от тягодутьевых устройств на ТЭЦ большой мощности. Несмотря на то, что дымососы и дутьевые вентиляторы установлены на уровне земли, звук от них распространяется по газозовоздухпроводам, как по волноводам, к месту забора воздуха у вентиляторов и к устью дымовых труб у дымососов, а оттуда по воздуху в окружающий район.

К примеру, для удаления дымовых газов от паровых котлов блоков с турбинами Т-250-240 применяют-

ся мощные дымососы осевого типа ДОД-31,5. Уровень звуковой мощности, дБ, тягодутьевых устройств определяется по выражению

$$L_p = L + 10 \lg Q + 25 \lg H + 50, \quad (17.15)$$

где L — критерий шума для тягодутьевых машин, составляющий для осевых дымососов 55 дБ; Q — расход газов, м³/с; H — развиваемое давление, кПа.

Для ДОД-31,5 значение L_p достигает 140 дБА.

В процессе распространения звука по внешним газоходам и дымовым трубам, а затем в атмосфере звуковая мощность снижается, и звуковое давление на расстоянии r , м, от устья дымовой трубы на земной поверхности определяется по выражению

$$L = L_p - \Delta L_{r,T} - 20 \lg r - \frac{\beta r}{1000} - 11, \quad (17.16)$$

где β — затухание звука в атмосфере, которое можно принимать 5 дБ/км для частоты звука 1 кГц. Значение L в районе жилой застройки на этой частоте не должно превышать 40 дБ.

Снижение звуковой мощности в газовом тракте $\Delta L_{r,T}$ для участков постоянного сечения определяется по выражению

$$\Delta L_{\text{пост}} = 4,4 \frac{\alpha_3 l}{D_r}, \quad (17.17)$$

а для труб с коническим газоотводящим стволом

$$\Delta L_{\text{кон}} = 2,2 \frac{\alpha_3}{i} \ln(D_2/D_1), \quad (17.18)$$

где α_3 — эквивалентный коэффициент звукопоглощения; на частоте 1 кГц для металлических газоходов и труб $\alpha_3 = 0,02$; для кирпичных газоходов и дымовых труб с кирпичной футеровкой $\alpha_3 = 0,40$; l — длина газохода, м; D_r , D_1 , D_2 — гидравлический диаметр газохода, меньший и больший диаметры конических участков дымовых труб с уклоном образующей i .

Существенное снижение звуковой мощности имеет место при поворотах:

$$\Delta L_{\text{пов}} = 20 \lg \sec \alpha/2, \quad (17.19)$$

где α — угол поворота, град.

Снижение звуковой мощности $\Delta L_{r,T}$ достигает 40—50 дБ для труб с газоотводящим стволом конической формы с прижимной кирпичной футеровкой или вентилируемымзором, вследствие чего в устье трубы даже при осевых дымососах звуковая мощность уменьшается до 80—90 дБ и с учетом рассеивания звука в процессе его распространения оказывается в прилегающем к ТЭЦ жилом районе в допустимых пределах.

Для многостольных дымовых труб с металлическими цилиндрическими стволами поглощение звуковой мощности в тракте оказывается малым (10—15 дБ), вследствие чего звуковая мощность на выходе таких дымовых труб при осевых дымососах может оказаться недопустимо высокой. В этом случае необходимо в газоходах между дымососом и дымовой трубой устанавливать плоский шумоглушитель, схема которого представлена на рис. 17.9,б. Дымовые газы, двигаясь в каналах, в которых размещены плиты с шумопоглощающим материалом, снижают свою звуковую мощность до необходимого уровня.

Расчет снижения звуковой мощности в шумоглушителе ведется также по (17.17), однако вместо D_r подставляется величина $2h$, где h — воздушный зазор между плитами, а эквивалентный коэффициент звукопоглощения на частоте 1 кГц в случае применения базальтового заполнителя $\alpha_3 = 0,9 \div 1,1$.

Высокие значения звуковой мощности имеют место у газотурбинных установок, получающих все большее распространение в качестве агрегатов, снимающих суточные пики электрической нагрузки. Наибольшие зву-

ковые давления порядка 140 дБ возникают на входе в ГТУ со стороны установки воздушных компрессоров. Поэтому в месте забора воздуха устанавливаются шумоглушители.

17.5. Удаление дымовых газов в атмосферу

Определение размеров труб. Весьма ответственным устройством в системе охраны биосферы от вредных выбросов ТЭС являются газоотводящие устройства — дымовые трубы. Для того чтобы не были превышены концентрации вредных веществ на уровне дыхания, соответствующие значениям, приведенным в табл. 17.2, требуется уменьшение концентраций вредных веществ в дымовых газах на четыре порядка (примерно в 10 тыс. раз). Такую степень очистки дымовых газов по оксидам серы, в частности, нельзя обеспечить ни одним известным способом: лучшие сероулавливающие установки могут обеспечить снижение концентрации лишь в 10—20 раз. Поэтому природоохранные мероприятия в отношении уменьшения концентраций токсичных веществ включают две обязательные стадии — очистка в возможных пределах дымовых газов в газоочистных устройствах ТЭС и последующее рассеивание остаточных вредных веществ за счет турбулентной диффузии в больших объемах атмосферного воздуха.

Минимально допустимая высота трубы h , при которой обеспечивается необходимое рассеивание вредных веществ для получения регламентированных ПДК при нескольких трубах одинаковой высоты и наличии фоновой загазованности c_{ϕ} от других источников такой же вредности, рассчитывается по формуле

$$h = \sqrt{\frac{AMFmn}{\text{ПДК} - c_{\phi}}} \sqrt[3]{\frac{z}{V\Delta T}}. \quad (17.20)$$

Здесь A — коэффициент, зависящий от температурной стратификации атмосферы для неблагоприятных метеорологических условий, определяющий условия вертикального и горизонтального рассеивания вредных веществ в атмосферном воздухе. Принимаются следующие значения A : для субтропической зоны Средней Азии — 240; для Казахстана, Нижнего Поволжья, Кавказа, Молдавии, Сибири, Дальнего Востока и Северо-Запада европейской территории СССР, Среднего Поволжья, Урала и Украины — 160; для европейской части Центра СССР — 120; M — количество вредного вещества на ТЭС, выбрасываемого в атмосферу, г/с. С учетом суммирования выбросов серы и азота

$$M = M_{\text{SO}_2} + 5,88 M_{\text{NO}_x}, \quad (17.21)$$

где коэффициент 5,88 получен из соотношения $\text{ПДК}_{\text{SO}_2}/\text{ПДК}_{\text{NO}_x}$ по табл. 17.2; F — безразмерный коэффициент, учитывающий скорость

оседания вредных веществ в атмосферном воздухе; для газообразных примесей $F=1$; m и n — безразмерные коэффициенты, учитывающие условия выхода газовой смеси из устья выброса. Коэффициент m определяется в зависимости от параметра

$$f=10^3 \omega_0^2 D_0 / (h^2 \Delta T) \quad (17.22)$$

по формуле

$$m = 1 / (0,67 + 0,1 \sqrt{f} + 0,34 \sqrt[3]{f}); \quad (17.23)$$

значение коэффициента n для дымовых труб ТЭС принимается равным 1; z — число одинаковых дымовых труб; D_0 — диаметр устья дымовой трубы, м; ΔT — разность между температурой выбрасываемых газов T и средней температурой воздуха T_b , в качестве которой принимается средняя дневная температура самого жаркого месяца в 14 м по летнему времени; V — объем дымовых газов ТЭС, м³/с.

Скорость в устье дымовой трубы ω_0 выбирается на основании технико-экономических расчетов, и обычно она лежит в зависимости от высоты трубы в следующих пределах:

Высота трубы, м	120	150	180	240	330
Скорость газов на выходе, м/с . . .	15—25	20—30	25—35	30—40	35—45

Диаметр устья трубы D_0 , м, находится по выражению

$$D_0 = 1,13 \sqrt{V/\omega_0}. \quad (17.24)$$

В СССР дымовые трубы стандартизованы. Высота дымовых труб h выбирается с шагом 30 м из ряда 120, 150, 180, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 450 м. Внутренние диаметры устья дымовых труб D_0 имеют следующие значения: 6,0; 7,2; 8,4; 9,6; 10,8; 12,0; 13,8.

Типы дымовых труб. Дымовые трубы работают в тяжелых условиях. Как высотные сооружения они подвержены мощному воздействию ветровой нагрузки и собственного веса. Кроме того, они являются замыкающим элементом газовой технологической тракты ТЭС и подвергаются воздействию агрессивных нагретых дымовых газов, содержащих влагу, остаточную золу и для большинства топлив — оксиды серы, из которых наиболее опасен SO_3 .

Для надежной длительной работы современные конструкции дымовых труб состоят из оболочки, воспринимающей ветровые и весовые нагрузки и передающей их на фундамент, и газоотводящего ствола, воспринимающего воздействия агрессивной среды дымовых газов. Оболочка всех крупных отечественных дымовых труб выполняется однотипно (рис. 17.10): она представляет собой монолитный железобетонный кольцевой ствол конической формы с уменьшающейся снизу вверх толщиной стенки, опирающийся на фундамент из того же материала.

Газоотводящий ствол может выполняться по-разному. В большинстве случаев он непосредственно примыкает к внутренней поверхности оболочки и имеет также коническую форму (рис. 17.10,а). Для неагрессивных газов его выполняют из обычного красного кирпича, для агрессивных газов (на

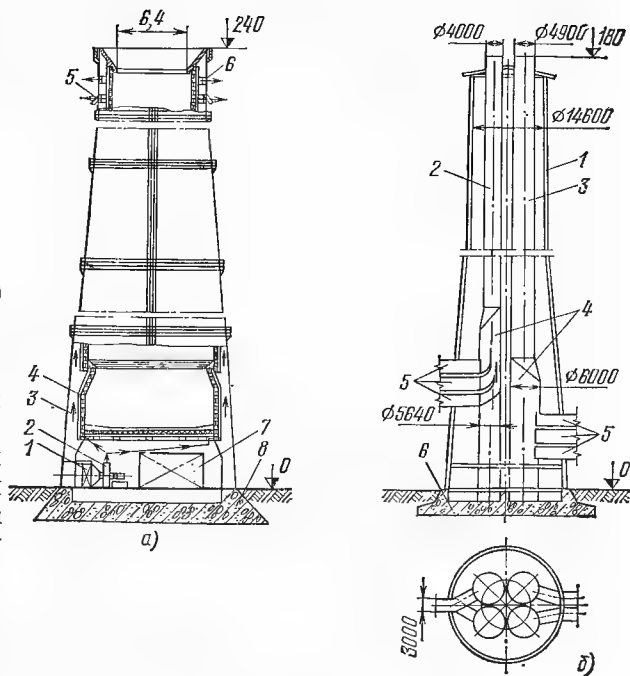


Рис. 17.10. Дымовые трубы ТЭС:

а — дымовая труба одноствольная с кирпичной футеровкой и вентилируемым зазором: 1 — калорифер; 2 — вентилятор; 3 — вентиляционный канал; 4 — железобетонный ствол; 5 — футеровка; 6 — вентиляционные окна; 7 — помещение КИП; 8 — фундамент; б — четырехствольная дымовая труба в железобетонной оболочке: 1 — железобетонная оболочка; 2 — металлический ствол; 3 — цоколь; 4 — подводящие металлические газоходы; 5 — наружная тепловая изоляция; 6 — фундамент

сернистых топливах) — из кислотоупорного кирпича. Футеровку выполняют участками высотой 10 м, она опирается на кольцевые выступы оболочки (консоли). Для повышения надежности трубы на агрессивных газах может выполняться вентилируемый зазор толщиной 200—400 мм между оболочкой и футеровкой. В него с помощью вентилятора подается воздух, нагретый в паровых калориферах до 60—80 °С.

Для дымовых труб ТЭС получила применение многоствольная конструкция дымовых труб (рис. 17.10,б). В железобетонной оболочке размещается несколько (три-четыре) отделенных от футеровки металлических стволов, покрытых тепловой изоляцией. Стволы выполняются из обычной или из слаболегированной стали 10ХНДП толщиной 10—12 мм. Стволы разделяются по высоте на участки и подвешиваются к оболочке металлическими тягами. Каждый ствол обслуживает свою группу паровых или водогрейных котлов. При многоствольной конструкции на ТЭС можно устанавливать одну трубу, что удешевляет стоимость и позволяет создавать мощный дымовой факел, высоко поднимающийся над трубой. Между трубами и оболочкой образуется большое обслуживаемое пространство, где устанавливаются лестницы и площадки. В этом пространстве могут свободно перемещаться люди, осуществляя осмотр или ремонт отключенного ствола.

Трубы на ТЭС могут выполняться и с одним отдельным обслуживаемым газоотводящим стволом цилиндрической формы, подвешиваемым к железобетонной оболочке, как металлическими, так и из неметаллических коррозионно-стойких материалов.

Число труб на ТЭС должно быть минимальным, но по условиям надежности работы — не менее двух. Исключение составляют многоствольные трубы, которые могут устанавливаться по одной на ТЭС.

ВЫБОР ПЛОЩАДКИ И ГЕНЕРАЛЬНЫЙ ПЛАН ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

18.1. Выбор площадки

Районы сооружения тепловых электростанций определяются народнохозяйственными планами, схемами развития энергосистем и теплоснабжения.

Площадку для тепловой электростанции выбирают по возможности ближе к потребителям электрической и тепловой энергии, к месту добычи топлива и источнику водоснабжения.

Топливная база, предназначенная для данной электростанции, может находиться на значительном расстоянии от электрических потребителей. В этом случае район сооружения электростанции выбирают или вблизи топливной базы с транспортом электроэнергии к потребителям по линиям электропередачи высокого напряжения («электронный» транспорт), или вблизи потребителей с транспортом топлива по железной дороге («колесный» транспорт), или по трубопроводам (газ, мазут, редко — уголь). Возможны и промежуточные решения, когда электростанцию сооружают в районе между топливной базой и центром электрического потребления.

Во всех случаях площадку для конденсационной электростанции выбирают возможно ближе к источнику водоснабжения, а теплоэлектроцентрали сооружают в непосредственной близости к тепловым потребителям. ТЭЦ промышленного типа располагают на участке, входящем в общую территорию обслуживаемого ею промышленного предприятия, отопительную ТЭЦ — в районе обслуживаемых ею тепловых потребителей. В отдельных случаях, при невозможности подобрать подходящую площадку для отопительной ТЭЦ близко от потребителей, приходится сооружать ее на расстоянии 10—20 км и даже более от района теплового потребления с подачей теплоты с горячей водой по транзитной тепловой магистрали в распределительную тепловую сеть. На ТЭЦ преимущественно применяют оборотную систему водоснабжения, обычно — с градирнями (см. гл. 15); добавочную воду в такую систему водоснабжения подают из находящегося в данном районе источника водоснабжения, обычно из реки с небольшим расходом воды.

Электростанции на твердом топливе (пылеугольные) должны иметь вблизи от основной площадки места для золошлакоотвалов в виде, например, оврагов, поймы или старого русла реки, выработанных карьеров угля при открытой его добыче и т. п. вместимостью на

расчетный срок работы электростанции (25 и более лет).

Площадку электростанции располагают на землях, не содержащих ценных ископаемых, малопригодных для сельского хозяйства, не затопливаемых паводковыми водами реки, используемой для водоснабжения электростанции. При размещении у крупного водного источника площадка электростанции должна быть не менее чем на 0,5 м выше максимального горизонта высоких вод, имеющего повторяемость 1 раз в сто лет.

Площадка электростанции должна иметь достаточные размеры для размещения всех необходимых ее сооружений и устройств. В зависимости от мощности электростанции, ее агрегатов и энергоблоков требуемая площадь составляет 25—50 га. Рельеф площадки (территории) электростанции должен быть по возможности ровным; разность высот в отдельных ее местах не должна превышать 2—4 м. Для конденсационной электростанции площадка обычно прилегает к берегу реки или пруда-охладителя, вытянута вдоль него и повышается с удалением от берега. При сооружении электростанции ее территорию планируют (выравнивают); объем земляных работ при этом должен быть по возможности невелик. При уклоне естественного рельефа более 0,03 выполняют, как правило, «террасную» — ступенчатую планировку с двумя различными уровнями в обеих частях площадки. При этом, однако, затрудняется прокладка железных, автомобильных и прочих дорог и каналов для воды на территории электростанции, а также выполнение подземных коммуникаций (трубопроводы, электрические кабели и т. п.).

Территория электростанции должна иметь надежный прочный грунт, допускающий давление на него от строительных сооружений примерно не менее 0,2—0,25 МПа. Грунт, как правило, не должен состоять из твердых скальных пород и из плывунов. В последнем случае для сооружений электростанции приходится применять свайные основания. Площадку электростанции нельзя выбирать в районе оползней, карстовых образований (пустот в известковых породах) и т. п.

При выборе площадки и производстве строительных работ учитывают наличие особых условий: вечной мерзлоты почвы, возможной сейсмичности района и др.

Уровень грунтовых вод площадки электростанции должен быть на 3—4 м ниже уровня планировки местности, т. е. не выше обычного

уровня залегания фундаментов зданий и оборудования и низа подвалов. В противном случае приходится осуществлять гидроизоляцию подземных частей зданий и сооружений.

Грунтовые воды по химическому составу не должны быть агрессивны и не должны вызывать коррозии подземных частей зданий и сооружений.

Расположение площадки электростанции должно быть по возможности близким к железнодорожным магистралям, а также к оборудованию, строительным конструкциям и материалам. При выборе района сооружения электростанции учитывают также наличие местных строительных материалов (лес, песок, кирпич и др.). Должны быть также обеспечены удобное примыкание железнодорожных путей электростанции к магистральным, удобный вывод линий электропередачи высокого напряжения и электрических кабелей, трубопроводов пара, горячей воды (теплопроводов), шлакозоловой пульпы, технической, санитарной и ливневой канализации и т. д., отсутствие близко расположенных аэродромов и трассы низко летящих самолетов, возможность сооружения дымовых труб необходимой высоты — до 300 м и выше.

Воздушный бассейн в районе сооружения электростанции должен быть чистым, не должен иметь ощутимого «фона», налагающегося на выбросы из дымовых труб электростанции, загрязняющие атмосферу. Источник водоснабжения должен обладать достаточно чистой водой.

К электростанции, естественно, в свою очередь предъявляют требования сохранения чистоты воздушного и водного бассейна; должна обеспечиваться охрана окружающей природы в целом.

Из указанного перечня требований к площадке вытекает, что сооружению электростанции должны предшествовать разнообразные изыскания: топографические — со съемкой необходимых карт различных вариантов площадок, с нанесением на карты горизонталей, т. е. линий постоянного уровня; геологические — с определением качества грунтов; гидрологические — для определения характеристик источников водоснабжения; гидрогеологические, исследующие свойства грунтовых вод; климатологические, служащие для определения температур воздуха; метеорологические, устанавливающие преобладающие направления и силу ветра в районе электростанции, влажность воздуха и др.

При выборе места и подготовке к сооружению электростанции собирают и изучают указанные данные за многолетние периоды (десятки лет), выполняют необходимые дополнительные изыскания и исследования.

Для конденсационной электростанции предусматривают территорию жилого поселка с наветренной стороны по отношению к основной производственной площадке. Персонал ТЭЦ обеспечивается удобным жильем.

Место и площадку для сооружения электростанции выбирают на основании технико-экономического сравнения ряда вариантов.

18.2. Генеральный план электростанции

Генеральный план (генплан) электростанции представляет собой план размещения на основной производственной площадке электростанции ее основных и вспомогательных сооружений. Генплан — важнейшая составная часть *ситуационного плана* электростанции, включающего кроме производственной площадки источник и систему водоснабжения, жилой поселок, золошлакоотвалы, примыкающие железнодорожные пути и автодороги, выходы линий электропередачи, электрических кабелей и теплопроводов, топливный склад (если он размещен вне ограды основной производственной площадки), шлакозолопроводы.

Генплан электростанции включает следующие производственные и подсобные здания, сооружения и устройства: главный корпус с размещаемыми на открытом воздухе золоуловителями, дымососами, дымовыми трубами, повышающими трансформаторами; электрический щит управления, электрические распределительные устройства закрытые и открытые; устройства водоснабжения, топливного хозяйства и золоудаления; химическую очистку добавочной воды; масляное хозяйство; лаборатории и мастерские; склады оборудования и материалов; служебные помещения и др.

В генплане электростанции рядом с основной территорией предусматривают место для строительно-монтажного полигона, на котором выполняют сборку железобетонных и стальных конструкций зданий. Целесообразно иметь свободное место для достройки (расширения) главного корпуса в случае увеличения мощности электростанции сверх проектной ввиду постоянного роста электрической и тепловой нагрузок района электростанции. Между зданиями, сооружениями и установками в генплане предусматривают необходимые пожарные разрывы и проезды.

К помещениям машинного зала и котельной, к открытому распределительному устройству и повышающим трансформаторам, к приемно-разгрузочному устройству топливоподачи и складу топлива, к сливному устройству мазутного хозяйства, к складам масла и других материалов и оборудования должен быть обеспечен подвод железнодорожных путей и автомобильных дорог.

Отдельные здания, сооружения и установки размещают по возможности в соответствии с основным технологическим процессом преобразования энергии на электростанции. Так, целесообразно топливное хозяйство располагать со стороны помещения котельной, а устройства водоснабжения — со стороны машинного зала; повышающие трансформаторы устанавливают обычно у фасадной стены машинного зала, дымовые трубы сооружают близ помещения котельной.

Указанное требование не всегда удается выполнить; так, при размещении открытого распределительного устройства (ОРУ) со стороны фасадной стены машинного зала приходится удалять главный корпус от источника водоснабжения (реки или пруда-охладителя), из-за чего удорожается система водоснабжения электростанции. Поэтому применяют и

другие варианты расположения ОРУ в генплане.

Важными факторами правильного размещения сооружений электростанции на генплане являются господствующее направление и сила ветра, характеризующиеся «розой ветров». Под розой ветров в метеорологии понимают графическое изображение относительного распределения повторяемости или значений средних (или максимальных) скоростей ветра за многолетний период наблюдений по восьми направлениям. Розу ветров изображают в виде восьми вектор-радиусов, направленных к одной общей центральной точке по странам света: с севера на юг, с запада на восток, с юга на север, с востока на запад, с северо-востока на юго-запад и т. д. На чертежах генплана изображение розы ветров является обязательным.

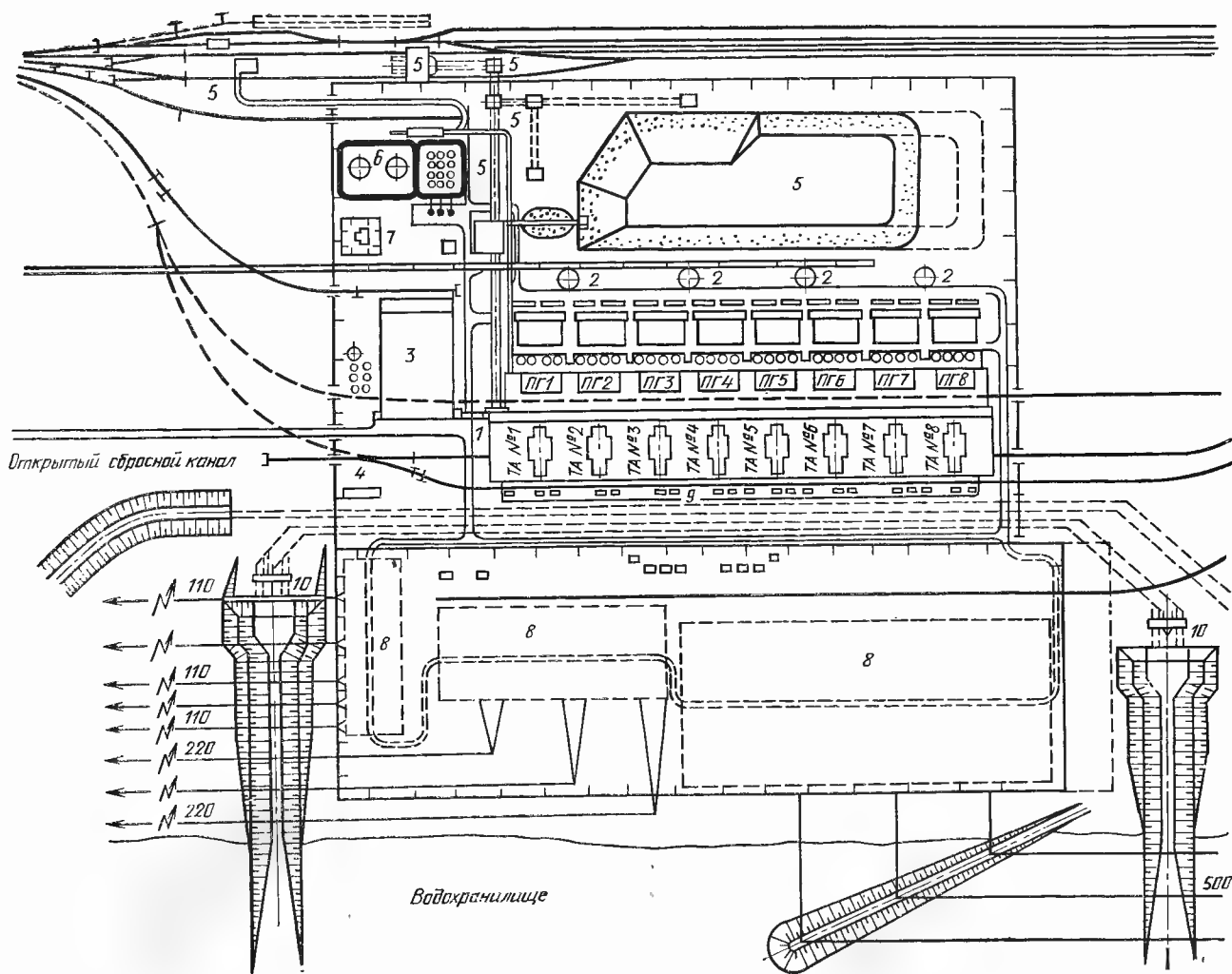


Рис. 18.1. Генеральный план типовой пылеугольной электростанции 2400 МВт с размещением открытого распределительного устройства (ОРУ) перед фронтом машинного зала:

1 — главный корпус; 2 — дымовые трубы; 3 — вспомогательный корпус; 4 — водородные ресиверы; 5 — сооружения топливоподдачи и топливного хозяйства; 6 — мазутное и масляное хозяйство; 7 — ацетилено-кислородная установка; 8 — открытое распределительное устройство 110, 220 и 500 кВ; 9 — повышающие трансформаторы; 10 — насосные станции технического водоснабжения

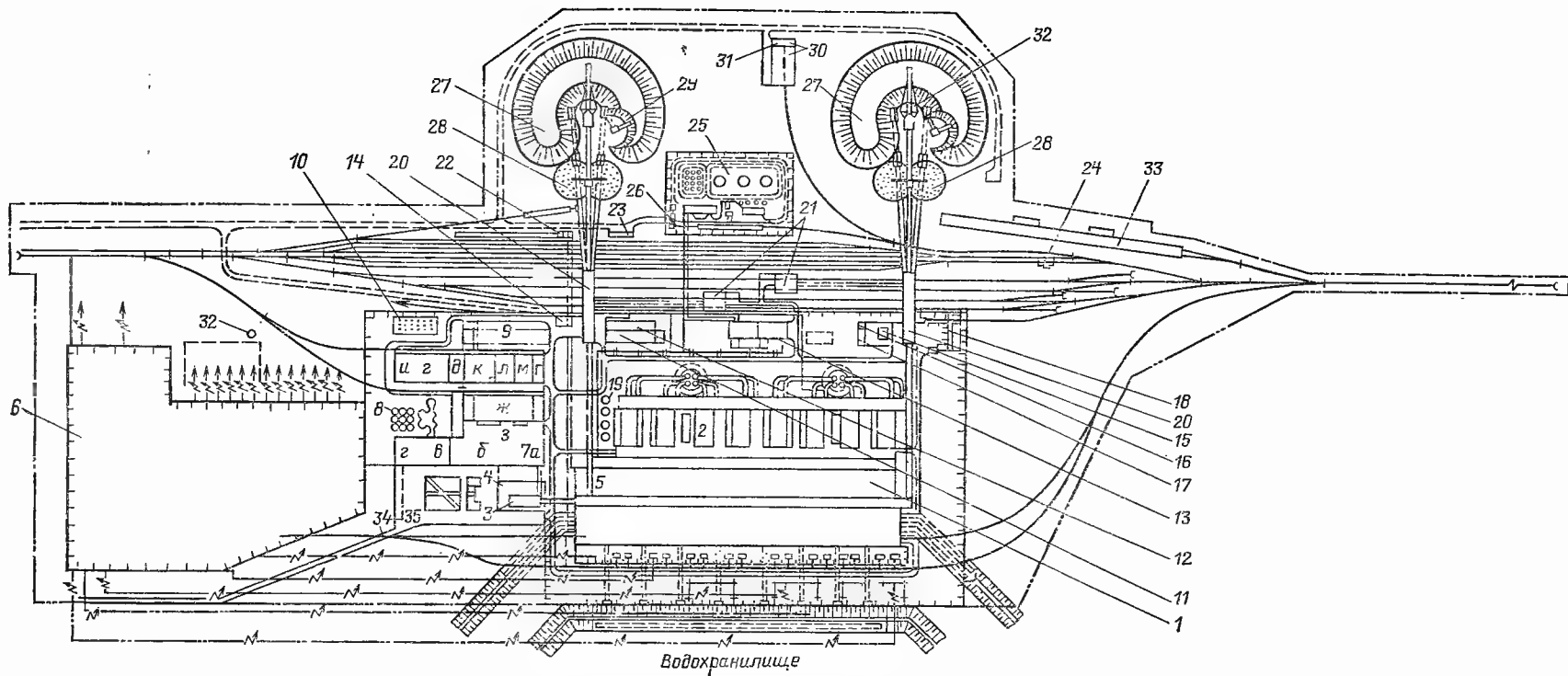


Рис. 18.2. Генеральный план электростанции мощностью 4000 МВт с двумя угольными складами радиального типа и размещением ОРУ со стороны торца главного корпуса:

1 — главный корпус; 2 — багерная насосная; 3 — инженерный корпус и проходная; 4 — столовая; 5 — бытовые помещения главного корпуса; 6 — ОРУ 220 и 500 кВ; 7 — объединенный вспомогательный корпус; 8 — наружные сооружения химводоочистки; 9 — открытый склад тяжелого оборудования; 10 — ресиверы водорода и кислорода; 11 — компрессорная; 12 — азотно-кислородная станция; 13 — пусковая котельная с мастерскими; 14 — проходная; 15 — ацетилено-генераторная станция; 16 — склад радиоактивных изотопов; 17 — пропан-бутановая установка; 18 — бетонорастворный узел; 19 — баки конденсата; 20 — дробильный корпус; 21 — роторный вагонопрокидыватель; 22 — пассажирская платформа; 23 — служебное здание железнодорожного транспорта; 24 — вагонные весы; 25 — склад мазута и масла; 26 — склад дизельного топлива и бензина; 27 — топливные склады; 28 — расходные склады; 29 — роторная погрузочная машина — штабелер (РПМ); 30 — гараж и мастерская для бульдозеров; 31 — бытовые помещения топливоподачи; 32 — бассейны нейтрализации и насосная; 33 — размораживающее устройство; 34 — пешеходный туннель; 35 — стойка для автомашин

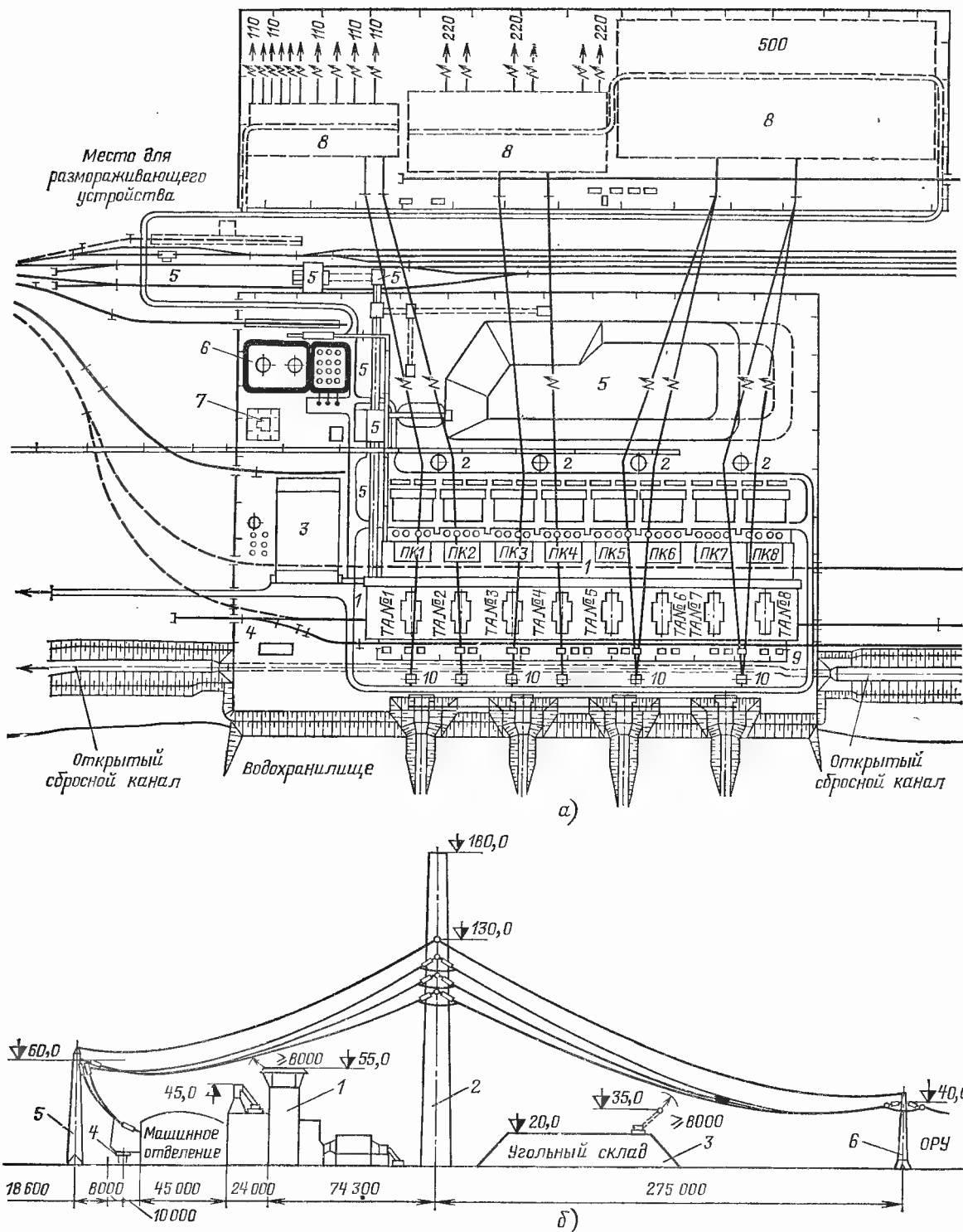


Рис. 18.3. Генплан пылеугольной электростанции 2400 МВт с размещением ОРУ за угольным складом:
 а — генплан: 1 — главный корпус; 2 — дымовые трубы; 3 — вспомогательный корпус; 4 — водородные ресиверы; 5 — сооружение топливоподдачи и топливного хозяйства; 6 — мазутное и масляное хозяйство; 7 — ацетилено-кислородная установка; 8 — открытое распределительное устройство 110, 220 и 500 кВ; 9 — повышающие трансформаторы; 10 — насосные станции; б — продольный разрез: 1 — главный корпус; 2 — дымовая труба; 3 — угольный склад; 4 — повышающие трансформаторы; 5 — опора; 6 — опора у открытого распределительного устройства

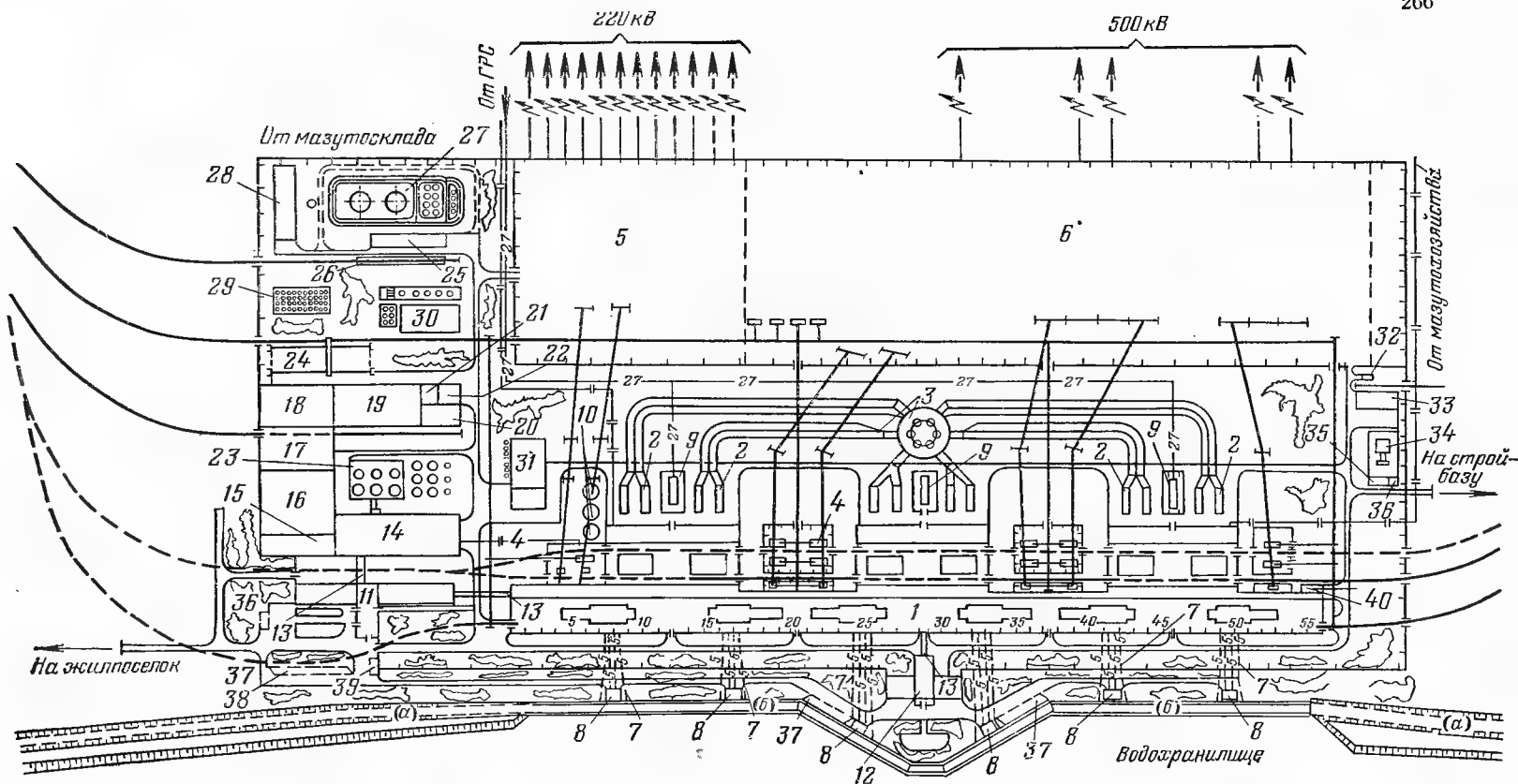


Рис. 18.4. Генеральный план газомазутной электростанции 4800 МВт с зубчатой компоновкой главного корпуса:

1 — главный корпус; 2 — открытая установка воздухоподогревателей; 3 — дымовая труба; 4 — повышающие трансформаторы; 5 — ОРУ 220 кВ; 6 — ОРУ 500 кВ; 7 — циркуляционные водоводы; 8 — насосные станции; 9 — газораспределительный пункт; 10 — баки запаса конденсата; 11 — столовая и бытовой корпус; 12 — инженерно-бытовой корпус; 13 — переходный мост; 14 — химводоочистка; 15 — бытовые помещения; 16 — центральные ремонтные мастерские; 17 — навесы; 18 — центральный материальный склад; 19 — склад теплоизоляционных материалов; 20 — склад ремстройцеха; 21 — мастерская теплоизоляционных изделий; 22 — столярная мастерская; 23 — наружная установка баков химводоочистки; 24 — открытый склад тяжелого оборудования; 25 — мазутонасосная (пусковая) и маслоаппаратная; 26 — мазутослив; 27 — открытый склад масла и мазута; 28 — пусковая котельная; 29 — открытая установка ресиверов водорода; 30 — склад химреагентов; 31 — азотно-кислородная станция и общестанционная компрессорная; 32 — склад цемента; 33 — бетонорастворный узел; 34 — ацетилено-генераторная станция; 35 — пропан-бутановая установка; 36 — склад радиоактивных изотопов; 37 — стоянка для автомашин; 38 — павильон для ожидания автобусов; 39 — навес для мотоциклов и велосипедов; 40 — столовая

С учетом розы ветров открытый угольный склад размещают с подветренной стороны по отношению к главному корпусу, открытому распределительному устройству, линиям электропередачи, градирням и брызгальному устройству (если таковые имеются). Аналогично градирни или брызгальные устройства также надо располагать с подветренной стороны по отношению к ОРУ и линиям электропередачи во избежание осаждения влаги на изоляторах и перекрытия их электрическим током.

Совокупность зданий и сооружений электростанции на ее территории представляет собой сложный производственный и архитектурно-технический комплекс, к которому предъявляют

требования не только технологической целесообразности и экономичности, но и санитарно-технические, а также эстетические.

Основной подход к главному корпусу электростанции выполняют со стороны его постоянной торцевой стены. С этой стороны устраивают вход через проходную и въезд на территорию электростанции. Со стороны постоянного торца главного корпуса размещают также объединенный вспомогательный и служебный корпус, соединяемый с главным корпусом закрытой переходной галереей на уровне основного обслуживания агрегатов элект-

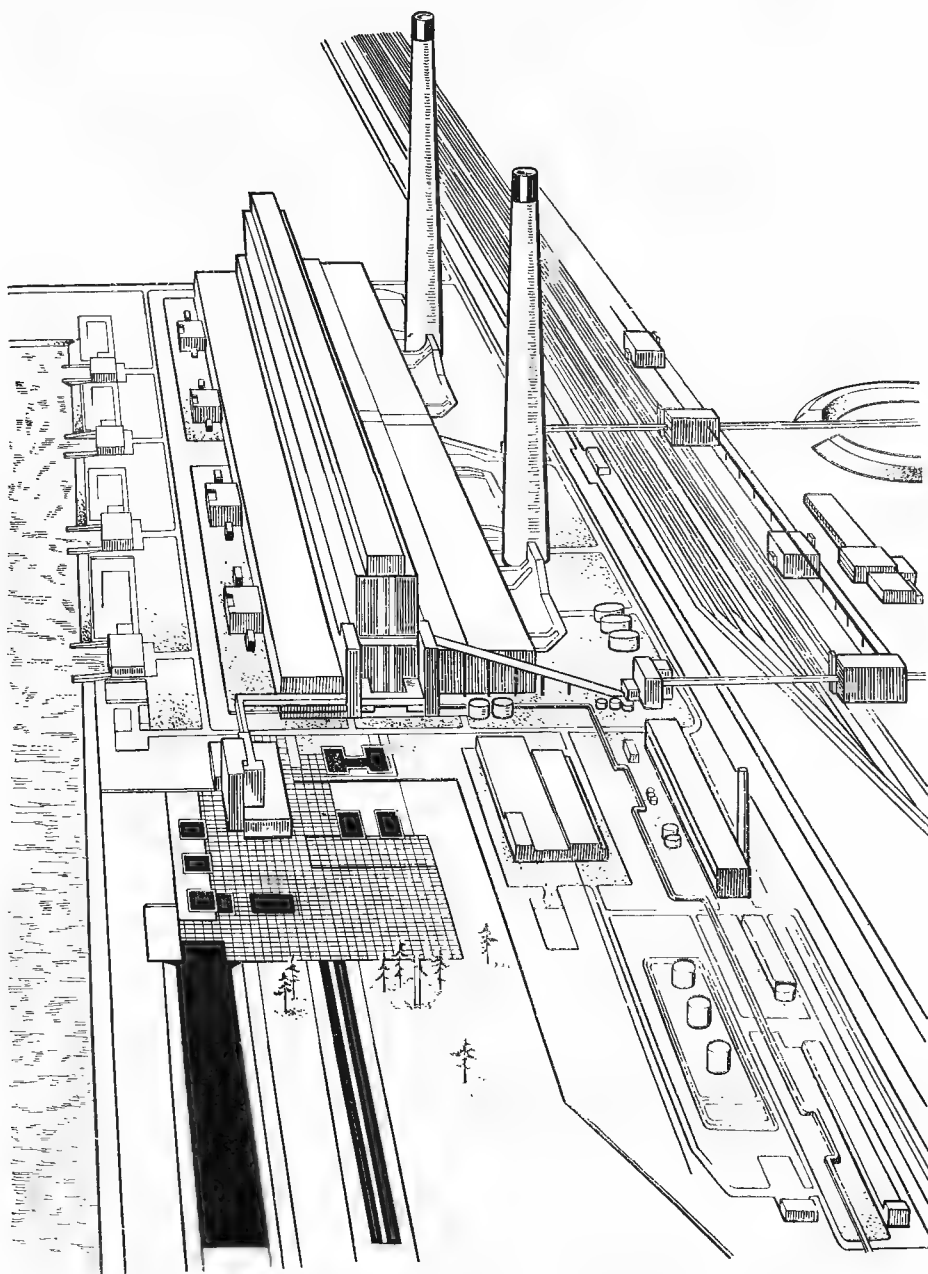


Рис. 18.5. Перспектива пылеугольной ГРЭС (восемь энергоблоков по 800 МВт):

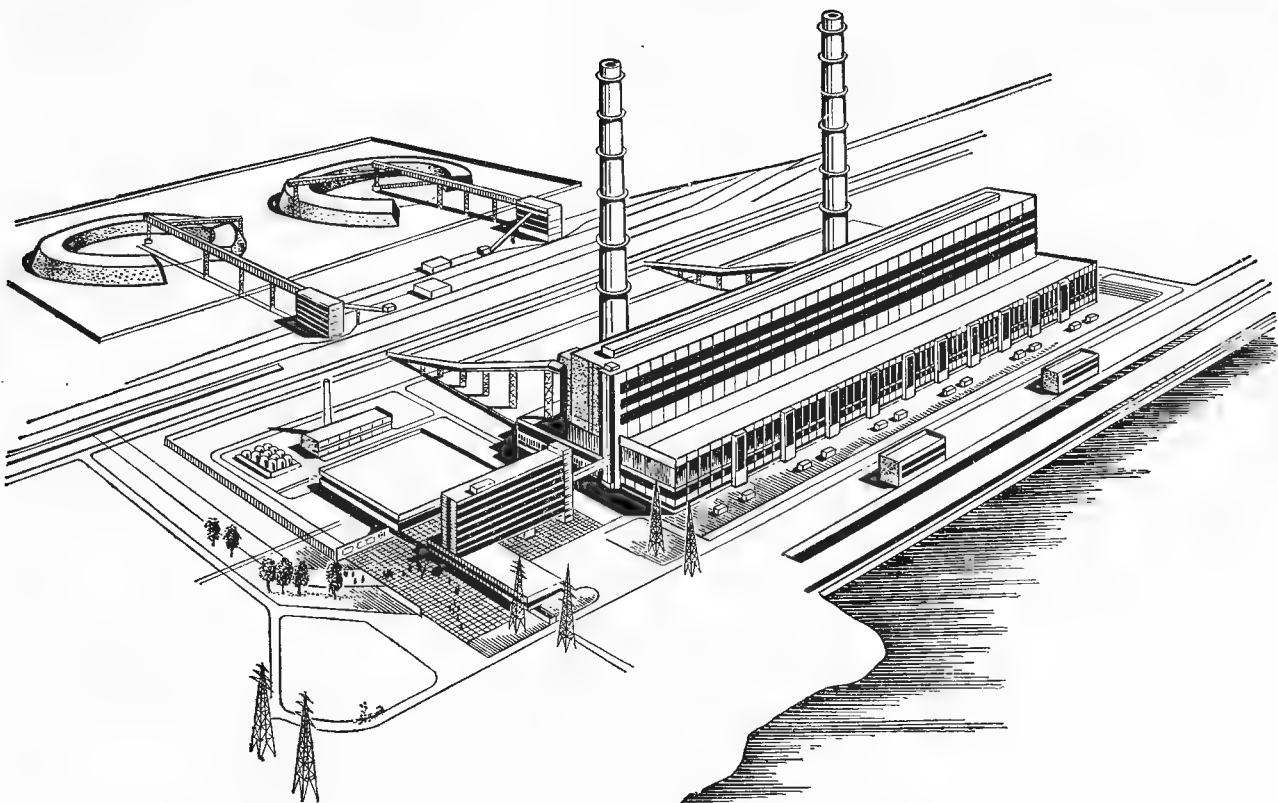


Рис. 18.6. Перспектива пылеугольной ГРЭС (восемь энергоблоков по 500 МВт)

ростанции и тепловых щитов управления (8—12 м). Наружная стена машинного зала является фасадной стеной главного здания. Территорию электростанции озеленяют.

В создании генплана электростанции участвуют совместно технологи-теплотехники и электротехники, строители, архитекторы, путейцы-железнодорожники и автодорожники, сантехники и другие специалисты.

Различие в генпланах конденсационных электростанций заключается прежде всего в размещении ОРУ по отношению к главному корпусу и источнику водоснабжения. Встречаются следующие типы размещения ОРУ:

перед фасадом машинного зала (рис. 18.1); в этом случае удлиняются водоводы охлаждающей воды, удорожается водоснабжение, растет расход электроэнергии на подачу охлаждающей воды. Ранее такое размещение ОРУ было типовым. Линии электропередачи высокого напряжения при этом либо отводятся параллельно фасадной стене машинного зала в сторону постоянного его торца, либо перебрасывают через источник водоснабжения; при необходимости устраиваются промежуточные опоры в пруду-охладителе;

со стороны постоянной торцевой стены главного корпуса электростанции (рис. 18.2); в этом случае машинный зал приближается

к источнику водоснабжения, что удешевляет устройство водоснабжения и его эксплуатацию. Такая компоновка принята для ряда конденсационных электростанций;

со стороны фасадной стены помещения котельной, за дымовыми трубами (рис. 18.3). при этом линии высокого напряжения от повышающих трансформаторов, находящихся у фасадной стены машинного зала, к ОРУ проходят над главным корпусом. Промежуточными опорами для этих линий могут служить подвески гирлянд изоляторов. Такое размещение ОРУ возможно и на газомазутных КЭС, не имеющих открытых складов топлива, или на пылеугольных КЭС, имеющих склады угля или торфа за пределами территории электростанции, на достаточном расстоянии от ОРУ.

Этот вариант принят в проекте газомазутной КЭС с энергоблоками 800 МВт (рис. 18.4) при зубчатой компоновке главного корпуса, когда к общему машинному залу с продольно расположенными турбоагрегатами пристраивают помещения котельной, а между этими помещениями размещают повышающие трансформаторы.

На рис. 18.5 и 18.6 даны перспективы двух крупнейших пылеугольных КЭС. В компоновке главного корпуса и составлении генплана

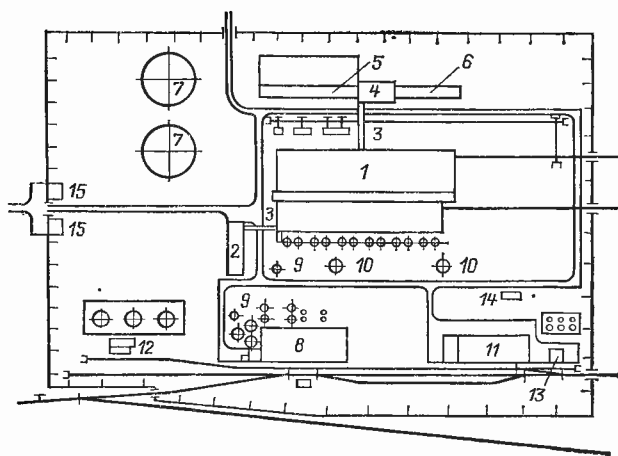


Рис. 18.7. Генеральный план газомазутной ТЭЦ:

1 — главный корпус; 2 — служебный корпус; 3 — переходный мостик; 4 — главный щит управления; 5 — закрытое распределительное устройство 110 кВ; 6 — закрытое распределительное устройство 35 кВ; 7 — градирни; 8 — химводоочистка; 9 — бак конденсата; 10 — дымовые трубы; 11 — объединенный вспомогательный корпус; 12 — мазутное хозяйство; 13 — масляное хозяйство; 14 — ресиверы водорода; 15 — проходная

этих КЭС нашли отражение новые технические решения АТЭП.

Генпланы ТЭЦ имеют обычно следующие отличительные особенности: наличие закрытого электрического распределительного устройства генераторного напряжения; вывод электроэнергии не только воздушными линиями электропередачи высокого напряжения из ОРУ, но и подземными электрическими кабелями генераторного напряжения; применение оборотного водоснабжения с искусственными охладителями, обычно с градирнями; вывод тепловодов к потребителям.

Градирни в количестве трех-четырех раз-

мещают обычно со стороны постоянной торцевой стены главного корпуса. Циркуляционные насосы охлаждающей воды устанавливаются большей частью в машинном зале индивидуально по два насоса у каждого турбоагрегата, иногда в центральной насосной, между градирнями и главным корпусом электростанции.

На рис. 18.7 показан генплан газомазутной ТЭЦ.

Основные показатели застройки промплощадки конденсационной электростанции можно иллюстрировать на примере ГРЭС-1200 (с шестью энергоблоками по 200 МВт):

Площадь участка в ограде, га	16,2
Площадь под зданиями и сооружениями, га	11,3
То же под зданиями, га	4,8
Коэффициент использования территории, %	69,5
Коэффициент застройки, %	29,6
Площадь открытого распределительного устройства (ОРУ), га	11,6
Длина ограждения площадки ГРЭС, км	1,21

По типовому проекту ГРЭС-2400 (восемь энергоблоков по 300 МВт) занимает территорию в ограде (без ОРУ) 21 га, что составляет 0,875 га/100 МВт; коэффициент использования территории равен 66%.

Для ГРЭС-4000 (восемь энергоблоков по 500 МВт) площадь отводимой земли без водохранилища, золоотвала, стройбазы и подъездных путей — около 100 га, что соответствует 2,5 га/100 МВт; площадь промплощадки (без ОРУ и стройбазы) равна 26,0 га (0,65 га/100 МВт); площадь топливного склада 16,0 га (0,40 га/100 МВт).

Площадь участка в ограде действующей современной пылеугольной ТЭЦ мощностью первой очереди 250 МВт составляет 25,6 га.

Глава девятнадцатая

ВОПРОСЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

19.1. Основные задачи эксплуатации

В процессе эксплуатации электростанций решаются следующие основные задачи:

управление режимами работы оборудования в соответствии с диспетчерским графиком электрической нагрузки и с заданным отпуском теплоты;

планирование, нормирование и учет технико-экономических показателей электростанций;

проведение всех видов ремонтов оборудования.

Рассмотрим последовательно эти элементы эксплуатации. Непосредственное управление режимами оборудования осуществляется опе-

ративным персоналом. Управление энергоблоками ведется с блочных щитов (обычно на два энергоблока — одно помещение блочного щита). Оперативным персоналом двух энергоблоков руководит старший машинист, который подчиняется начальнику смены котлотурбинного цеха (КТЦ). При большом числе энергоблоков могут быть два-три начальника смены. На каждый энергоблок в КТЦ предусматриваются машинист энергоблока, обходчик по котлу и котельно-вспомогательному оборудованию, обходчик по турбине и вспомогательному оборудованию.

Машинист энергоблока по характеру работы является оператором, который получает информацию о режиме работы и состоянии

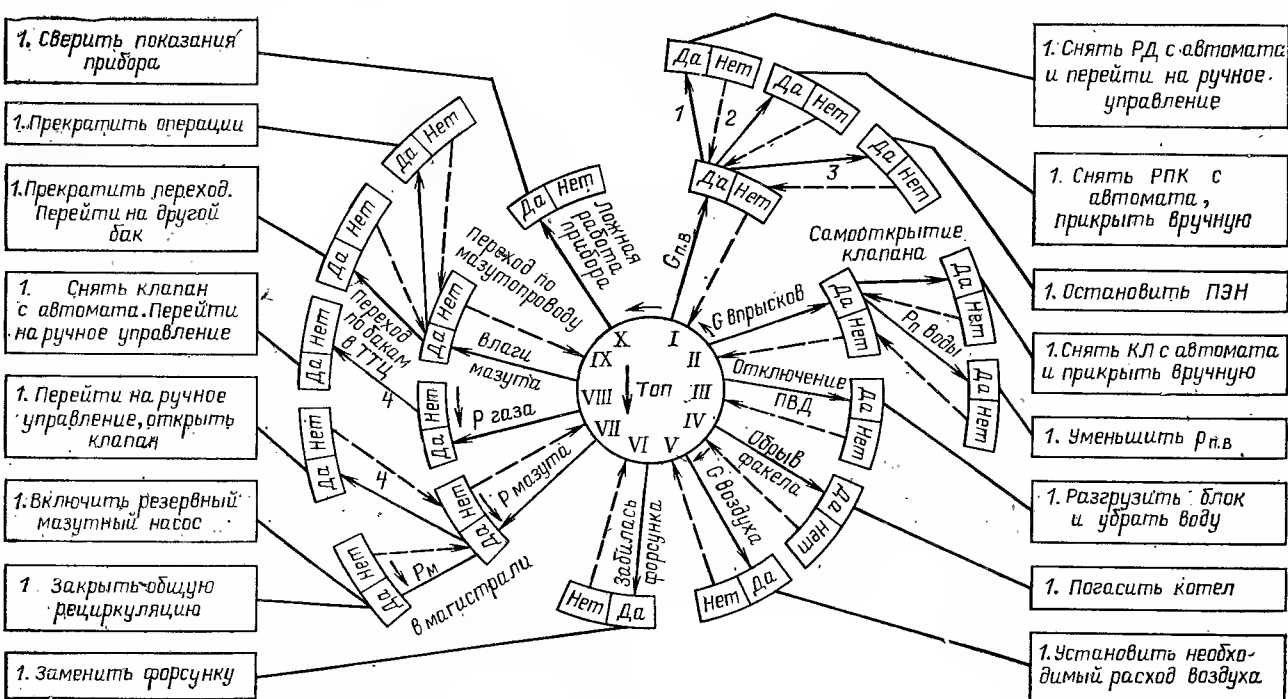


Рис. 19.1. Противоаварийная карта для аварийной ситуации «Снижение температуры свежего пара на прямоточном котле сверхкритического давления, работающем на газомазутном топливе»

оборудования, принимает решения и реализует их. Важным элементом оперативной информации машиниста энергоблока является светозвуковая сигнализация об отклонениях параметров, отключениях вспомогательного оборудования, срабатывании защит. Оператор немедленно реагирует на высвечивание табло, отыскивает причину возникновения аварийной сигнализации, принимает решение и реализует его.

Обслуживание оборудования регламентировано рабочими инструкциями и Правилами технической эксплуатации электростанций (ПТЭ), а также Правилами технической безопасности (ПТБ). Периодически проводится контроль знаний рабочих инструкций, ПТЭ и ПТБ. Практикуется проведение тренировок персонала. При обучении персонала используются такие учебные материалы, как «деревья аварийных ситуаций» и «противоаварийные карты», учебные тренажеры.

На рис. 19.1 приведена противоаварийная карта для аварийной ситуации «Снижение температуры свежего пара» для газомазутного энергоблока 300 МВт. На карте указаны возможные отказы, приводящие к снижению температуры свежего пара, причем они расположены на карте в соответствии с вероятностью их наступления.

Отказом в работе называется событие, заключающееся в нарушении работоспособности оборудования электростанции, электрической

и тепловой сетей и энергосистемы. Отказы в работе могут приводить к частичному снижению производительности оборудования, к полному останову, к останову с повреждениями. Каждый отказ в работе регистрируется, анализируется, классифицируется в соответствии с инструкцией. В зависимости от характера отказа, степени повреждения оборудования и последствий отказы подразделяются на аварии, отказы в работе I степени, отказы в работе II степени и потребительские отключения. В табл. 19.1 даются признаки классификации отказов как аварии или отказов I степени.

Материалы по отказам и авариям систематизируются, выпускаются ежемесячные обзоры по Минэнерго СССР, противоаварийные циркуляры, перерабатываются инструкции.

При классификации отказов учитывается подразделение оборудования на группы А, Б, В. Так, к группе А относятся котлы 420 т/ч и более, энергоблоки 150 МВт и более и т. д.

Среди большого многообразия режимов энергоблоков отметим пусковые режимы и аварийные режимы полного сброса и наброса нагрузки.

Полный сброс электрической нагрузки энергоблока происходит из-за отключения генератора от электрической сети. При этом электрическая нагрузка уменьшается до значения нагрузки собственных нужд энергоблока, питаемых от генератора через трансфор-

Последствия отказа	Авария	Отказ I степени
Перерыв в питании одного и более потребителей I категории	>2,5 ч	От 30 мин до 2,5 ч
Недоотпуск электроэнергии	>20 тыс. кВт·ч	От 5 до 20 тыс. кВт·ч
Недоотпуск теплоты	100 Гкал	От 50 до 100 Гкал
Полный сброс нагрузки электростанции даже при сохранении нагрузки собственных нужд	При $N_{уст} > 100$ МВт	$N_{уст} = 25 \div 100$ МВт
Снижение электрической нагрузки на 50 % против диспетчерского задания продолжительностью более 1 ч	При нагрузке 500 МВт и выше	При нагрузке 100—500 МВт
Повреждение одной и более секций сборных шин 330 кВ и выше, потребовавшее восстановительного ремонта в течение	>8 ч	<8 ч
Повреждение оборудования группы А, требующее восстановительного ремонта в течение	>7 сут	<7 сут
Разрушение котла, турбины, генератора, трансформатора (невосстановимое)	Всегда	—
Обрушение строительных конструкций	Группа А на срок более 3 сут	До 3 сут
Пожар, вызвавший останов оборудования	Группа Б на срок более 3 сут	До 3 сут
Прекращение циркуляции сетевой воды в магистральных тепловой сети	Более 5 ч	От 2 до 5 ч
Снижение частоты ниже 49,5 Гц	Более 1 ч	От 30 мин до 1 ч

матор собственных нужд. Сразу после сброса нагрузки происходит заброс частоты вращения ротора, на который реагирует регулятор частоты вращения турбины (скорости), воздействуя на закрытие регулирующих клапанов перед ЦВД и перед ЦСД; одновременно из-за падения давления пара в отборах турбины закрываются обратные затворы на паропроводах отборов, предотвращая тем самым заброс пара в турбину из регенеративных подогревателей.

Регулирующие клапаны прикрываются настолько, чтобы удержать частоту вращения, если же это не удастся, то турбина может пойти в разнос. В последнем случае должна сработать защита — автомат безопасности, что приводит к закрытию стопорных и регулирующих клапанов и обратных затворов (следует подчеркнуть, что на энергоблоках в этом случае также закрываются быстрозапорные клапаны перед ЦСД, иначе пар из системы промежуточного перегрева может разогнать ротор).

Если система регулирования турбины удержала частоту вращения, то после прикрытия регулирующих клапанов расход пара на турбину падает до расхода нагрузки собственных нужд, что приводит к повышению давления пара в главных паропроводах. Повышение давления пара дает импульс на включение пускосбросного устройства (ПСБУ), в результате чего пар дросселируется и сбрасывается в пароприемное устройство конденсатора турбины. ПСБУ рассчитано на пропуск 30% номинального расхода пара. При таком сбросе пара в конденсатор турбины повышение его давления в главных паро-

проводах затормаживается, однако все же приводит к срабатыванию предохранительных клапанов на паропроводе из котла.

В случае полного сброса электрической нагрузки на энергоблоке с барабанными котлами при погашенной топке энергоблок может удерживать нагрузку собственных нужд в течение 10—20 мин за счет использования аккумулирующей способности паровых котлов.

При сбросе нагрузки на энергоблоках с прямоточными котлами последние автоматически переводятся в растопочный режим. Энергоблок сверхкритического давления при наличии системы автоматического перевода котла после сброса нагрузки на давление 16 МПа может удерживать нагрузку собственных нужд.

При остановке энергоблока защитами закрываются стопорные, быстрозапорные (перед ЦСД) и регулирующие клапаны и обратные затворы. При этом отключение генератора от сети производится автоматически посредством блокировки только после закрытия стопорных клапанов и замыкания концевых выключателей, которое дает импульс на закрытие главных паровых задвижек (ГПЗ).

Наброс нагрузки на энергоблоке происходит при снижении частоты в энергосистеме в результате возникновения дефицита мощности. При снижении частоты регулирующие клапаны турбин открываются и пропускают дополнительный расход пара, получаемый за счет аккумулирующей мощности котлов. Наброс нагрузки сопровождается падением давления пара перед турбиной, что снижает пропускную способность ЦВД. Увеличение пропускной способности ЦВД дает прирост

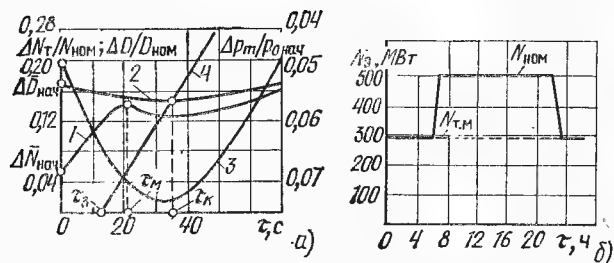


Рис. 19.2. а — переходный процесс наброса нагрузки: 1 — изменение мощности; 2 — изменение пропуска пара через ЦВД; 3 — падение давления пара перед турбиной; 4 — изменение паропроизводительности котла; б —точный график нагрузки энергоблока

мощности. Увеличение пропуска пара через ЦСД идет постепенно из-за наличия паровой емкости системы промежуточного пара. Поэтому первоначальный наброс нагрузки составляет лишь часть максимального наброса, который достигается через 10—20 с за счет дополнительной мощности ЦСД и ЦНД. Рост выработки пара котлом за счет форсирования топки происходит также с запаздыванием 20—60 с в зависимости от вида топлива. На рис. 19.2,а показано изменение параметров энергоблока во времени при набросе паровой нагрузки. Наброс нагрузки обеспечивается наличием вращающегося резерва по турбине и горячего резерва по котлу. Эффективность наброса нагрузки характеризует мобильность энергоблока.

Пусковые режимы являются наиболее трудными и для оборудования, и для персонала. Каждый пуск энергоблока связан с появлением термических напряжений в металле, и потому заводы-изготовители в своих технических условиях разрешают ограниченное число пусков за весь срок службы. Однако может быть создано специальное маневренное оборудование, допускающее ежедневные остановки энергоблоков на часы ночного провала электрической нагрузки. Так, разработано оборудование для маневренного энергоблока 500 МВт на параметры пара перед турбиной $p_0=12,75$ МПа, $t_0=510^\circ\text{C}$, $t_{п.п}=510^\circ\text{C}$. Такой энергоблок имеет повышенный удельный расход топлива и может быть экономически оправдан за счет «системного эффекта», т. е. за счет создания возможности работы при повышенных нагрузках более экономичных энергоблоков и АЭС.

Характер пусковых режимов определяется исходной температурой ЦВД турбины. Пуском из холодного состояния называется пуск энергоблока при температуре ЦВД $t_{цвд} \leq 150^\circ\text{C}$. Такая температура может иметь место после простоя более недели, т. е. после проведения ремонтов. При $t_{цвд} \geq 150^\circ\text{C}$ применяется пуск из неостывшего состояния.

Исходное температурное состояние определяет продолжительность трех этапов пуска энергоблока — растопки котла, повышения частоты вращения, набора нагрузки. Второй этап начинается с толчка ротора, т. е. с момента подачи пара в турбину, причем необходимо, чтобы температура пара была выше температуры металла ЦВД на $80\text{—}100^\circ\text{C}$. Поэтому при высоких $t_{цвд}$ этап растопки котла остается продолжительным, так как повышение температуры пара требует времени, зато этап нагружения существенно сокращается.

Проведение пусков регламентируется типовыми инструкциями по пуску энергоблоков.

Остановки энергоблоков подразделяются на остановки с ускоренным расхолаживанием, что требуется при остановке в ремонт, и без расхолаживания при остановках в резерв.

В табл. 19.2 приведены нормы продолжительности пусков энергоблоков 200 и 300 МВт.

Важным показателем пусковых режимов являются потери топлива при пуске, которые определяются как сумма потерь по этапам пуска. На этапе нагружения энергоблока отпущается электроэнергия в сеть, поэтому потеря топлива на этом этапе определяется как разность фактического расхода топлива и расчетного расхода на выработку электроэнергии.

В табл. 19.2 даны потери топлива на пусковые режимы энергоблоков.

Нормирование технико-экономических показателей и сопоставление нормативных и фактических показателей являются важным звеном экономии топлива на электростанциях. Анализ топливоиспользования позволяет выявить источники потерь топлива и устранить их, находить оптимальные режимы работы.

Рассмотрим анализ топливоиспользования в энергосистеме, состоящей из электростанций различного типа. Сравним удельный расход топлива на отпущенную электроэнергию за рассматриваемый год с показателями предыдущего (базового) года. Изменение расхода топлива по i -й электростанции равно:

$$\Delta B_i = b_{pi} \mathcal{E}_{pi} - b_{bi} \mathcal{E}_{bi} - b_{б.с} (\mathcal{E}_{pi} - \mathcal{E}_{bi}), \quad (19.1)$$

где b_{pi} , b_{bi} , $b_{б.с}$ — соответственно удельные расходы топлива на i -й электростанции за рассматриваемый и базовый годы и по энергосистеме за базовый год; $\mathcal{E}_{pi}$, $\mathcal{E}_{bi}$ — отпуск электроэнергии от i -й электростанции за рассматриваемый и базовый годы.

Слагаемое $b_{б.с} (\mathcal{E}_{pi} - \mathcal{E}_{bi})$ введено в (19.1) для того, чтобы привести рассматриваемый и базовый годы к равному отпуску электроэнергии по i -й электростанции $\mathcal{E}_{pi}$, причем дополнительный отпуск электроэнергии $(\mathcal{E}_{pi} - \mathcal{E}_{bi})$ берется со среднесистемным удельным расходом топлива по энергосистеме за базовый год $b_{б.с}$.

Прибавим и отнимем величину $b_{bi} \mathcal{E}_{pi}$; после преобразования (19.1) получим

$$\begin{aligned} \Delta B_i = & b_{pi} \mathcal{E}_{pi} - b_{bi} \mathcal{E}_{bi} - b_{б.с} (\mathcal{E}_{pi} - \mathcal{E}_{bi}) + \\ & + b_{bi} \mathcal{E}_{pi} - b_{bi} \mathcal{E}_{pi} = (b_{pi} - b_{bi}) \mathcal{E}_{pi} + \\ & + (b_{bi} - b_{б.с}) (\mathcal{E}_{pi} - \mathcal{E}_{bi}). \end{aligned} \quad (19.1a)$$

Таблица 19.2

Тип энергоблока	Температурное состояние оборудования	Продолжительность этапов пуска (час, мин)				Потери условного топлива при пуске, т
		Растопка котла	Повышение частоты вращения	Нагружение	Всего	
Моноблок 200 МВт с пылеугольным котлом	Из холодного состояния После простоя, ч:	1,40	1,10	5,00	7,50	98
		2,20	0,30	3,20	6,10	77
		2,00	0,20	2,40	5,00	59
		1,50	0,20	2,10	4,20	56
		1,20	0,20	1,20	3,00	50
Моноблок 300 МВт с пылеугольным котлом	Из холодного состояния После простоя, ч:	2,20	1,55	4,50	9,05	191
		2,50	0,35	3,10	6,35	167
		2,50	0,35	2,20	5,45	145
		2,50	0,35	2,10	5,35	143
		1,10	0,20	1,50	3,20	105

Таблица 19.3

№ п/п	Тип блока, топливо	N _{уст.} , МВт	Доля времени ремонтов			b _{ном.} , т/МВт·ч	b _{ном.} , т/МВт·ч	N ₁ , МВт	b', т/МВт·ч	b'', т/МВт·ч	N _{т.м.} , МВт	ΔB _{п.} ⁴⁸ , т	ΔB _{п.} ^х , т	B _{х.} , т/ч
			α _{ав}	α _{т.р}	α _{к.р}									
1	К-50-90, у	50	0,0244	0,02	0,047	0,398	0,347	40	0,324	0,369	15	5,0	15,0	2,1
2	К-100-90, у	100	0,029	0,026	0,051	0,396	0,373	80	0,323	0,368	30	10	30	4,15
3	К-100-90, гм	100	0,026	0,023	0,045	0,378	0,361	80	0,312	0,355	30	10	30	4,0
4	К-160-130, у	160	0,04	0,0335	0,066	0,360	0,337	130	0,293	0,338	85	27	45	5,91
5	К-160-130, гм	160	0,036	0,0301	0,06	0,344	0,328	130	0,287	0,328	60	27	45	5,73
6	К-200-130, у	200	0,043	0,0305	0,068	0,358	0,333	150	0,288	0,327	110	36	60	7,3
7	К-200-130, гм	200	0,0386	0,0312	0,06	0,337	0,323	150	0,279	0,318	80	36	60	7,0
8	К-300-240, у	300	0,0577	0,043	0,084	0,339	0,325	250	0,286	0,309	210	60	95	10,4
9	К-300-240, гм	300	0,05	0,038	0,073	0,324	0,315	250	0,278	0,30	140	60	95	10,2
10	К-500-240, у	500	0,0675	0,0465	0,09	0,336	0,321	400	0,284	0,307	290	95	150	15,2
11	К-800-240, у	800	0,078	0,05	0,097	0,330	0,319	640	0,283	0,298	520	150	240	25,2
12	К-800-240, гм	800	0,068	0,044	0,085	0,318	0,310	640	0,276	0,098	360	150	240	24,5
13	К-1200-240, у	1200	0,089	0,0545	0,105	0,330	0,317	960	0,282	0,304	800	220	350	36,4
14	К-1200-240, гм	1200	0,0815	0,0495	0,095	0,315	0,307	960	0,274	0,295	600	220	350	25,4
15	К-500-130-510/510, гм	500	0,049	0,0338	0,064	0,362	0,345	350	0,315	0,361	175	37,5	60	8,4
16	ВВЭР-440	440	0,056	0,039	0,0765	0,420	0,395	310	0,301	0,348	200	—	—	34,9
17	РБМК-1000	1000	0,066	0,041	0,08	0,407	0,382	700	0,292	0,337	450	65	110	76,7
18	ГТ-100-750-2	100	0,021	0,019	0,0376	0,455	0,448	100	0,325	—	—	5,4	5,5	12,3

Примечания: 1. у — уголь; гм — газемазутное топливо. 2. Потеря топлива на пуск из холодного состояния $\Delta B_{п.}^{\kappa} = 2B_{п.}^{48}$.

Из (19.1а) следует, что изменение расхода топлива по i -й электростанции за рассматриваемый год складывается из двух составляющих:

$$\Delta B_{тех.и} = (b_{pi} - b_{bi}) \mathcal{E}_{pi};$$

$$\Delta B_{стр.и} = (b_{pi} - b_{б.с}) (\mathcal{E}_{pi} - \mathcal{E}_{би}).$$

Первая составляющая $\Delta B_{тех.и}$ отражает техническое совершенствование по i -й электростанции, приведшее к снижению удельного расхода топлива. Вторая составляющая $\Delta B_{стр.и}$ — это изменение расхода топлива по i -й электростанции за счет изменения отпуска электроэнергии, т. е. изменение структуры выработки электроэнергии в энергосистеме в рассматриваемом году.

Разделим (19.1а) на величину $\mathcal{E}_{р.с}$ и перейдем к изменению удельного расхода топлива:

$$\Delta b_i = \Delta B_i / \mathcal{E}_{р.с} = (b_{pi} - b_{bi}) \delta_{pi} + (b_{bi} - b_{б.с}) (\delta_{р.с} - \delta_{р.ф}). \quad (19.16)$$

Здесь $\delta_{pi} = \mathcal{E}_{pi} / \mathcal{E}_{р.с}$; $\psi = \mathcal{E}_{би} / \mathcal{E}_{р.с}$.

Надо правильно управлять структурной составляющей путем увеличения загрузки более экономичных электростанций и снижения нагрузки менее экономичных. В часы провала графика электрической нагрузки и в нерабочие дни следует разгружать и выводить в резерв менее экономичные, но более маневренные электростанции.

Проведение всех видов ремонтов связано с большими затратами. Ремонты проводятся как силами ремонтного цеха электростанции, так и централизованно, специальной ремонтной организацией, которая входит в районное энергетическое управление.

Различают следующие виды ремонта: капитальный ремонт, который проводится 1 раз в два, три или более лет; текущий ремонт, который проводится до 2 раз каждый год; расширенный текущий ремонт, проводимый 1 раз в год, в котором нет капитального ремонта. В табл. 19.3 даны доли времени проведения ремонтов для различных типов энергоблоков. Время, затрачиваемое на ремонты, растет с ростом единичной мощности и начальных параметров пара.

19.2. Определение годовых показателей ТЭС

Определение годовых показателей КЭС. Основой для расчета годовых технико-экономических показателей КЭС или энергоблока служат годовой расход топлива $B_{\text{год}}$ и отпуск электроэнергии $\mathcal{E}_{\text{год}}^{\text{отп}}$.

При прямолинейной топливной характеристике

$$B = B_x + b' N_{\text{э}}, \quad (19.2)$$

где B — расход условного топлива, т/ч; B_x — условный расход топлива на холостой ход, т/ч; b' — удельный прирост топлива, т/(МВт × ч).

Годовой расход топлива может быть определен интегрированием:

$$B_{\text{год}} = B_x \tau_{\text{раб}} + b' \int_0^{\tau_{\text{раб}}} N_{\text{э}} d\tau, \quad (19.3)$$

где $\tau_{\text{раб}}$ — число рабочих часов энергоблока за год;

$$B_{\text{год}} = B_x \tau_{\text{раб}} + b' \mathcal{E}_{\text{год}};$$

$$b_{\text{год}}^{\text{сп}} = B_{\text{год}} / \mathcal{E}_{\text{год}} = b' + x b_{\text{ном}} \tau_{\text{раб}} / \tau_{\text{исп}}. \quad (19.3a)$$

Здесь $x = B_x / B_{\text{ном}}$; $B_{\text{ном}}$, $b_{\text{ном}}$ — часовой и удельный расходы топлива при номинальной электрической нагрузке энергоблока; $\tau_{\text{исп}} = \mathcal{E}_{\text{год}} / N_{\text{ном}}$ — число часов использования номинальной мощности за год.

Годовой коэффициент нагрузки

$$f = \frac{\mathcal{E}_{\text{год}}}{N_{\text{ном}} \tau_{\text{раб}}} = \frac{N_{\text{ном}} \tau_{\text{исп}}}{N_{\text{ном}} \tau_{\text{раб}}} = \frac{\tau_{\text{исп}}}{\tau_{\text{раб}}};$$

$$b_{\text{год}}^{\text{сп}} = b_{\text{ном}} \left(\frac{b'}{b_{\text{ном}}} + \frac{x}{f} \right) = b_{\text{ном}} \left[1 + x \left(\frac{1}{f} - 1 \right) \right].$$

Иначе:

$$b_{\text{год}}^{\text{сп}} = b_{\text{ном}} (1 + \varepsilon),$$

где $\varepsilon = x(1/f - 1)$.

Обычно пользуются прямолинейными характеристиками с одним изломом (см. § 10.1)

$$B = B_x + b' N_{\text{э}} + b'' (N_{\text{э}} - N'_{\text{э}}),$$

где для области $N_{\text{э}} < N'_{\text{э}}$ третий член не действителен.

При использовании указанных характеристик расчет ведется по суточным графикам нагрузки. На рис. 19.2,б приведен суточный график нагрузки энергоблока для рабочего и нерабочего дня (штриховой линией). Энергоблок работает от утреннего до вечернего максимума при номинальной нагрузке, в ночные часы разгружается до технического минимума $N_{\text{т.м}}$. Для суточного графика рабочего и нерабочего дня подсчитывается выработка электроэнергии и расход топлива, а затем суточные выработку и расход топлива умножают на число рабочих и нерабочих дней в году.

В табл. 19.3 приведены все необходимые характеристики типовых энергоблоков для расчета годовых расходов топлива.

Иллюстрируем методику на примере.

Пример. Расчет годового расхода топлива для пилеугольного энергоблока 500 МВт. Принимаем суточный график по рис. 19.2,б. Из табл. 19.3 имеем (поз. 10) $\alpha_{\text{ав}} = 0,0675$; $\alpha_{\text{т.р}} = 0,0465$; $\alpha_{\text{к.р}} = 0,09$; $b_{\text{ном}}^{\text{бр}} = 0,321$ т/(МВт·ч); $N_{\text{т.м}} = 290$ МВт; $b' = 0,284$ т; $N_1 = 400$ МВт; $b'' = 0,307$ т/(МВт·ч); $B_x = 15,2$ т/ч.

Расчет. $B_{\text{ном}} = 0,321 \cdot 500 = 160,5$ т/ч; $B_{\text{т.м}} = 15,2 + 0,284 \cdot 290 = 97,56$ т/ч. В соответствии с суточным графиком электрической нагрузки рабочего дня (рис. 19.2,б) имеем

$$B_{\text{ном}} \times 15 = 160,5 \cdot 15 = 2407,5 \text{ т};$$

$$B_{\text{т.м}} \times 7 = 97,56 \cdot 7 = 684,92 \text{ т};$$

$$\frac{B_{\text{т.м}} + B_{\text{ном}}}{2} \cdot 2 = 160,5 + 97,56 = 252,06 \text{ т};$$

$$B_{\text{сут}}^{\text{р}} = 3342,48 \text{ т}.$$

Для нерабочих дней задана постоянная нагрузка на уровне технического минимума:

$$B_{\text{сут}}^{\text{нр}} = 97,56 \cdot 24 = 2341,44 \text{ т}.$$

Выработка электроэнергии за рабочий день

$$\mathcal{E}_{\text{сут}}^{\text{р}} = N_{\text{ном}} \cdot 15 + N_{\text{т.м}} \cdot 7 + \frac{N_{\text{ном}} + N_{\text{т.м}}}{2} \cdot 2 \cdot 1,0 =$$

$$= 500 \cdot 15 + 290 \cdot 7 + (500 + 290) = 10\,250 \text{ МВт} \cdot \text{ч}.$$

За нерабочий день

$$\mathcal{E}_{\text{сут}}^{\text{нр}} = 290 \cdot 24 = 6960 \text{ МВт} \cdot \text{ч}.$$

Рабочее время определяется как остаток годового времени за вычетом времени ремонтов:

$$\begin{aligned} \tau_{\text{раб}} &= \tau_{\text{год}} (1 - \alpha_{\text{ав}} - \alpha_{\text{т.р}} - \alpha_{\text{к.р}}) = \\ &= 8760 (1 - 0,0675 - 0,0465 - 0,09) = 0,796 \cdot 8760 = 6912,96 \text{ ч}, \\ &\text{или } 41 \text{ неделя, что соответствует } 205 \text{ рабочим дням и } 82 \text{ нерабочим (субботы и воскресенья)}. \end{aligned}$$

Принимаем, что в 11 случаях энергоблок останавливается на субботу и воскресенье, в 30 случаях переводится на нагрузку технического минимума.

Годовая выработка электроэнергии составляет

$$\mathcal{E}_{\text{год}} = n_p \mathcal{E}_{\text{сут}}^p + n_{\text{нр}} \mathcal{E}_{\text{сут}}^{\text{нр}} = 205 \cdot 10 \cdot 250 + 2 \cdot 30 \cdot 6960 = 2,517 \cdot 10^6 \text{ МВт} \cdot \text{ч}.$$

При этом число часов использования установленной мощности составляет:

$$\tau_{\text{исп}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{год}}}{N_{\text{ном}}} = \frac{2,517 \cdot 10^6}{500} = 5034 \text{ ч}.$$

Годовой расход условного топлива равен:

$$B_{\text{год}} = n_p B_{\text{сут}}^p + n_{\text{нр}} B_{\text{сут}}^{\text{нр}} + n_{\text{н}}^{48} \Delta B_{\text{н}}^{48} + n_{\text{н}}^x \Delta B_{\text{н}}^x = 205 \cdot 3342,48 + 2 \cdot 30 \cdot 2341,44 + 11 \cdot 360 + 5 \cdot 320 = 829 \, 054 \text{ т}.$$

Здесь $n_{\text{н}}^x$ — число пусков энергоблока из холодного состояния за год, принято $n_{\text{н}}^x = 6$.

Среднегодовой удельный расход условного топлива равен:

$$b_{\text{год}}^{\text{ср.бр}} = \frac{B_{\text{год}}}{\mathcal{E}_{\text{год}}} = \frac{829 \, 054}{2,517 \cdot 10^6} = 0,3294 \text{ т/(МВт} \cdot \text{ч)};$$

приняв $\mathcal{E}_{\text{с.н}} = 0,06$, получим

$$b_{\text{год}}^{\text{ср.н}} = \frac{b_{\text{год}}^{\text{ср.бр}}}{1 - \mathcal{E}_{\text{с.н}}} = \frac{0,3294}{0,94} = 0,3504 \text{ т/(МВт} \cdot \text{ч)}.$$

Определение годового расхода топлива на ТЭЦ. Исходным материалом для расчета годового расхода топлива на ТЭЦ являются графики продолжительностей тепловых нагрузок по пару и по горячей воде (см. рис. 7.1, 8.9). Годовой расход топлива на ТЭЦ разделяем на расход топлива за отопительный сезон и за летний сезон:

$$B_{\text{год}}^{\text{ТЭЦ}} = B_{\text{о.с}} + B_{\text{л.с}}. \quad (19.4)$$

Расход за отопительный сезон, в свою очередь, разделяем на расход топлива на производство теплоты $B_{Q \text{ о.с}}$ и на производство электроэнергии $B_{\mathcal{E} \text{ о.с}}$.

Расход топлива $B_{Q \text{ о.с}}$ складывается из расхода топлива на производство теплоты в пиковых источниках теплоты $B_{\text{п.и.т}}^{\text{о.с}}$ и за счет отборного пара с использованием энергетических котлов $B_{Q \text{ о.с}}^{\text{эн}}$:

$$B_{Q \text{ о.с}} = B_{\text{п.и.т}}^{\text{о.с}} + B_{Q \text{ о.с}}^{\text{эн}}. \quad (19.5)$$

В общем случае теплота от пиковых источников может отпускаться как с паром, так и с горячей водой:

$$B_{\text{п.и.т}}^{\text{о.с}} = Q_{\text{п.и.т}}^{\text{о.с}} b_{Q \text{ п.и.т}}^{\text{п.и.т}}, \quad (19.6)$$

где $Q_{\text{п.и.т}}^{\text{о.с}} = Q_{\text{с.в.о.с}}^{\text{п.и.т}} + Q_{\text{т.п.о.с}}^{\text{п.и.т}}$. Определение значений $Q_{\text{с.в.о.с}}^{\text{п.и.т}}$ и $Q_{\text{т.п.о.с}}^{\text{п.и.т}}$ было описано выше (см. гл. 7 и 8);

$$B_{Q \text{ о.с}}^{\text{эн}} = b_Q^{\text{эн}} (Q_{\text{с.в.о.с}}^{\text{эн}} + Q_{\text{т.п.о.с}}^{\text{эн}}), \quad (19.7)$$

где $b_Q^{\text{эн}}$ — удельный расход топлива на производство теплоты, отпускаемой из отборов с учетом собственных нужд [см. (11.25)].

Остается определить $B_{\mathcal{E} \text{ о.с}}$. Расчет значения $B_{\mathcal{E} \text{ о.с}}$ зависит от типа теплофикационных турбин. Для турбин с противодавлением заданный график отпуска технологического пара позволяет определить с помощью энергетических характеристик (см. гл. 7) выработку электроэнергии на тепловом потреблении за весь зимний период. Тогда

$$B_{\mathcal{E} \text{ о.с}} = b_{\mathcal{E}}^{\text{тф.н}} \mathcal{E}_{\text{о.с}}^{\text{тф}}, \quad (19.8)$$

где

$$b_{\mathcal{E}}^{\text{тф.н}} = \frac{0,123}{\eta_{\mathcal{E}} \eta_{\text{п.к}}^{\text{эн}} \eta_{\text{тр}}}. \quad (19.9)$$

Турбины с отопительными отборами типа Т-100-130, как было указано выше, могут работать в режиме с противодавлением, и тогда вся выработка электроэнергии идет на тепловом потреблении с удельным расходом топлива $b_{\mathcal{E}}^{\text{тф}}$. В этом случае можно рассчитать выработку электроэнергии за отопительный сезон, используя кривую продолжительности отопительных нагрузок и аналитическую характеристику турбины и учитывая также температурный график тепловой сети.

В самом общем случае для определения $B_{\mathcal{E} \text{ о.с}}$ следует рассчитать часовой расход топлива для различных режимов при разных наружных температурах и затем определить суммарный расход топлива.

Для летнего сезона надо выделить турбины, работающие по теплофикационному и конденсационному режимам и в соответствии с тепловой нагрузкой рассчитать расходы топлива. При наличии на ТЭЦ разнотипных теплофикационных турбин необходимо решить вопрос, на какие из них следует передать летнюю нагрузку горячего водоснабжения. При этом критерием оптимальности является минимум расхода топлива в энергосистеме.

19.3. Определение КПД электростанций с учетом собственных расходов энергии

Конденсационная электростанция. Основной энергетический показатель конденсационной электростанции (конденсационного энергоблока) — коэффициент полезного действия *нетто*, учитывающий собственный расход электрической и тепловой энергии. С коэффициентом полезного действия непосредственно связаны такие важные энергетические показатели, как удельные расходы теплоты и условного топлива на отпускаемую электроэнергию.

Введем следующие величины.

Расход теплоты на турбоустановку (включая ее собственный расход)

$$Q_{\text{ту}} = Q_{\text{та}} + Q_{\text{с.н.т}}^{\text{ту}},$$

где $Q_{та}$ — расход теплоты на турбоагрегат, не включающий собственный расход теплоты турбоустановки $Q_{с.н.т}^{ту}$;

относительный собственный расход теплоты турбоустановки

$$q_{с.н.т}^{ту} = Q_{с.н.т}^{ту} / Q_{та}.$$

Отпуск теплоты котельной установкой

$$Q_{п.к.у} = Q_{п.к} - Q_{с.н.т}^{п.к.у},$$

где $Q_{п.к}$ — тепловая нагрузка котлов; $Q_{с.н.т}^{п.к.у}$ — собственный расход в котельной установке; *относительный собственный расход теплоты в котельной установке*

$$q_{с.н.т}^{п.к.у} = Q_{с.н.т}^{п.к.у} / Q_{п.к}$$

Собственный расход электроэнергии на электростанции $\mathcal{E}_{с.н}$ составляется из собственных расходов турбоустановки $\mathcal{E}_{с.н}^{ту}$ и котельной установки $\mathcal{E}_{с.н}^{п.к.у}$:

$$\mathcal{E}_{с.н} = \mathcal{E}_{с.н}^{ту} + \mathcal{E}_{с.н}^{п.к.у},$$

или в долях выработки электроэнергии $\mathcal{E}$:

$$\mathcal{E}_{с.н} = \frac{\mathcal{E}_{с.н}}{\mathcal{E}}; \quad \mathcal{E}_{с.н}^{ту} = \frac{\mathcal{E}_{с.н}^{ту}}{\mathcal{E}};$$

$$q_{с.н}^{п.к.у} = \frac{\mathcal{E}_{с.н}^{п.к.у}}{\mathcal{E}}; \quad \mathcal{E}_{с.н} = \mathcal{E}_{с.н}^{ту} + \mathcal{E}_{с.н}^{п.к.у}.$$

Затрата теплоты в котельной установке на ее собственный расход электроэнергии составляет:

$$Q_{с.н.э}^{п.к.у} = \frac{\mathcal{E}_{с.н}^{п.к.у}}{\eta_{ту}^{э.н} \eta_{тр}} = \frac{\mathcal{E}_{с.н}^{п.к.у} \mathcal{E}}{\eta_{ту}^{э.н} \eta_{тр} Q_{п.к.у}},$$

где $\eta_{ту}^{э.н}$ — КПД (электрический абсолютный)

нетто турбоустановки; $\eta_{тр} = Q_{ту} / Q_{п.к.у}$ — КПД транспорта теплоты. Выражение КПД нетто конденсационной электростанции (энергоблока) имеет вид

$$\eta_{эс}^н = \frac{\mathcal{E}_0}{Q_c} = \frac{\mathcal{E} - \mathcal{E}_{с.н}}{Q_c} = \frac{\mathcal{E}(1 - \mathcal{E}_{с.н})}{Q_c}, \quad (19.10)$$

где Q_c — расход теплоты топлива на электростанцию (энергоблок).

Величины Q и $\mathcal{E}$ относятся к одинаковому периоду времени (год, месяц, неделя, сутки); для часового периода выработку электроэнергии $\mathcal{E}$ заменяют мощностью N .

Выразим КПД конденсационной электростанции (энергоблока) через КПД нетто отдельных ее частей.

Коэффициент полезного действия (абсолютный электрический) *нетто турбоустановки*

$$\eta_{ту}^{э.н} = \frac{\mathcal{E} - \mathcal{E}_{с.н}^{ту}}{Q_{ту}} = \frac{\mathcal{E}(1 - \mathcal{E}_{с.н}^{ту})}{Q_{ту}}. \quad (19.11)$$

Коэффициент полезного действия (абсолютный электрический) *брутто турбоагрегатов*

$$\eta_{та}^э = \mathcal{E} / Q_{та}.$$

Коэффициент полезного действия *нетто турбоустановки*

$$\eta_{ту}^{э.н} = \frac{\mathcal{E}(1 - \mathcal{E}_{с.н}^{ту})}{Q_{ту} + Q_{с.н.т}^{ту}} = \eta_{та}^э \frac{1 - \mathcal{E}_{с.н}^{ту}}{1 + q_{с.н.т}^{ту}}. \quad (19.12)$$

Определим КПД нетто котельной установки:

$$\begin{aligned} \eta_{п.к.у}^н &= \frac{Q_{п.к.у}^н}{Q_c} = \frac{Q_{п.к.у} - Q_{с.н.э}^{п.к.у}}{Q_c} = \\ &= \frac{Q_{п.к.у}}{Q_c} \left(1 - \frac{\mathcal{E}_{с.н}^{п.к.у} \mathcal{E}}{\eta_{ту}^{э.н} Q_{ту}} \right); \end{aligned}$$

КПД брутто котла

$$\eta_{п.к} = \frac{Q_{п.к}}{Q_c},$$

поэтому получим

$$\eta_{п.к.у}^н = \eta_{п.к} (1 - q_{с.н.э}^{п.к.у}) \frac{1 - \mathcal{E}_{с.н}}{1 - \mathcal{E}_{с.н}^{ту}}. \quad (19.13)$$

Формулу (19.10) для КПД электростанции нетто преобразуем так:

$$\eta_{эс}^н = \frac{\mathcal{E}(1 - \mathcal{E}_{с.н}^{ту})(1 - \mathcal{E}_{с.н})}{Q_{ту}(1 - \mathcal{E}_{с.н}^{ту})} \frac{Q_{ту}}{Q_{п.к.у}} \frac{Q_{п.к.у}}{Q_c},$$

откуда с учетом формул (19.11), (19.13) и выражений $\eta_{тр} = Q_{ту} / Q_{п.к.у}$ и

$$\frac{Q_{п.к.у}}{Q_c} = \frac{Q_{п.к}(1 - q_{с.н.э}^{п.к.у})}{Q_c} = \eta_{п.к} (1 - q_{с.н.э}^{п.к.у})$$

получим

$$\eta_{эс}^н = \eta_{ту}^{э.н} \eta_{тр} \eta_{п.к.у}^н, \quad (19.14)$$

т. е. КПД нетто конденсационной электростанции равен произведению КПД нетто турбинной и котельной установок и КПД транспорта теплоты.

Подставив в формулу (19.14) выражения $\eta_{ту}^{э.н}$ по формуле (19.12) и $\eta_{п.к.у}^н$ по формуле (19.13), получим выражение КПД нетто конденсационной электростанции в развернутом виде:

$$\eta_{эс}^н = \eta_{та}^э \eta_{тр} \eta_{п.к} \frac{1 - q_{с.н.т}^{п.к.у}}{1 + q_{с.н.т}^{ту}} (1 - \mathcal{E}_{с.н}). \quad (19.14a)$$

Удельный расход нетто теплоты на турбоустановку, кДж/(кВт·ч),

$$q_{\text{ту}}^{\text{э.н}} = 3600/\eta_{\text{ту}}^{\text{э.н}} \quad (19.15)$$

и на электростанцию (энергоблок),

$$q_{\text{э}}^{\text{н}} = 3600/\eta_{\text{э}}^{\text{н}}. \quad (19.15\text{а})$$

Удельный расход условного топлива на отпущенную электроэнергию, г/(кВт·ч),

$$b_{\text{у.э}}^{\text{н}} \approx 123/\eta_{\text{э}}^{\text{н}}. \quad (19.15\text{б})$$

Полученные выражения относятся к схеме конденсационной электростанции без использования теплоты из отборов турбин на подогрев мазута или воздуха для паровых котлов, на подсушку топлива и т. п.

В случае такого использования КПД турбоустановки определяется как для теплофикационной турбоустановки, т. е. по расходу теплоты на производство электроэнергии, равному полному расходу теплоты за вычетом теплоты, отпускаемой на указанные цели вне турбинной установки.

Выражение КПД электростанции (энергоблока) при этом видоизменяется (см. гл. 3). В случае ТЭС с центральным пылезаводом с паровой подсушкой топлива и с предварительным паровым подогревом воздуха для горения выражение КПД нетто электростанции имеет вид

$$\eta_{\text{э}}^{\text{н}} = \eta_{\text{ту}}^{\text{э.н}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{п.к.у}}^{\text{н}} \eta_{\text{пз}}^{\text{н}} \times \frac{1 - \beta_{\text{п}} - \beta_{\text{в}}}{1 - \beta_{\text{п}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{п.к.у}}^{\text{н}} - \beta_{\text{в}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{п.к.у}}^{\text{н}}}, \quad (19.16)$$

где $\beta_{\text{п}} = Q_{\text{п}}/Q_{\text{ту}}$ и $\beta_{\text{в}} = Q_{\text{в}}/Q_{\text{ту}}$ — относительный расход теплоты на подсушку топлива и подогрев воздуха в долях полного расхода теплоты на турбоустановку; $\eta_{\text{пз}}$ и $\eta_{\text{пз}}^{\text{н}}$ — соответственно КПД брутто и нетто пылезавода, причем

$$\eta_{\text{пз}}^{\text{н}} = \eta_{\text{пз}} \frac{1 - \varepsilon_{\text{с.н}}}{1 - \varepsilon_{\text{с.н}} + \varepsilon_{\text{с.н}}^{\text{пз}}},$$

где $\varepsilon_{\text{с.н}}^{\text{пз}} = \varepsilon_{\text{с.н}}^{\text{пз}}/\varepsilon$ — относительный собственный расход электроэнергии $\varepsilon_{\text{с.н}}^{\text{пз}}$ на пылезавод.

В современных энергоблоках применяют паровой привод питательных насосов, а на мазутных ТЭС с паровыми котлами под наддувом применяют и паровой привод турбовоздуховок. По действующей методике отчетности ТЭС питательные насосы относят к собственным нуждам котельной установки; в то же время подогрев питательной воды в насосах учитывается в расчетах схем турбоустановки. Обозначая доли теплоты, отпускаемой на привод механизмов котельной установки (питательные насосы, турбовоздуховки) и возвращаемой питательной воде в

турбоустановке, через $\beta_{\text{т.п}}$ и $\beta_{\text{п.в}}$, выражение КПД энергоблока получаем в виде

$$\eta_{\text{эс}}^{\text{н}} = \eta_{\text{ту}}^{\text{э.н}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{п.к.у}}^{\text{н}} \frac{1 - (\beta_{\text{т.п}} - \beta_{\text{п.в}})}{1 - (\beta_{\text{т.п}} - \beta_{\text{п.в}}) \eta_{\text{п.к.у}}^{\text{н}} \eta_{\text{тр}}}.$$

Необходимо отметить, что методологически правильнее относить питательные насосы к механизмам турбоустановки, так как: а) давление пара и воды создается для производства энергии турбоагрегатами; б) питательный насос на современных ТЭС — органическая часть схемы турбоустановки и в) питательные насосы по своему территориальному размещению (находятся в машинном зале) также относятся к турбоустановке. Однако при отнесении питательных насосов к турбоустановке усложняется система энергетических показателей теплоэлектроцентраля.

Теплоэлектроцентральный. В Советском Союзе принято распределять общий расход теплоты и топлива ТЭЦ на каждый из двух видов отпускаемой ею энергии — электрической и тепловой — по условному физическому методу, относя на тепловую энергию действительно затраченную на нее теплоту, а на электроэнергию — остальное количество теплоты. Экономия теплоты и топлива относится при этом полностью на электроэнергию.

Линейная схема преобразования тепловой и электрической энергии ТЭЦ (рис. 19.3,б) отличается от подобной схемы КЭС следующим: ТЭЦ отпускает электрическую энергию в количестве ε_0 и тепловую в количестве $Q_{\text{т}}^0$. Собственный расход электроэнергии в турбинной и котельной установках распределяется между электрической и тепловой энергией:

$$\varepsilon_{\text{с.н}} = \varepsilon_{\text{с.н}}^{\text{ту}} + \varepsilon_{\text{с.н}}^{\text{п.к.у}};$$

$$\varepsilon_{\text{с.н}}^{\text{ту}} = \varepsilon_{\text{с.н}}^{\text{ту.э}} + \varepsilon_{\text{с.н}}^{\text{ту.т}}; \quad \varepsilon_{\text{с.н}}^{\text{п.к.у}} = \varepsilon_{\text{с.н}}^{\text{п.к.у.э}} + \varepsilon_{\text{с.н}}^{\text{п.к.у.т}};$$

аналогичные соотношения имеются и для относительных расходов: $\varepsilon_{\text{с.н}} = \varepsilon_{\text{с.н}}/\varepsilon$ и др., отнесенных к выработке электроэнергии. Собственный расход теплоты турбинной и котельной установок также делится между обоими видами энергии:

$$Q_{\text{с.н.т}}^{\text{ту}} = Q_{\text{с.н.т}}^{\text{ту.э}} + Q_{\text{с.н.т}}^{\text{ту.т}};$$

$$Q_{\text{с.н.т}}^{\text{п.к.у}} = Q_{\text{с.н.т}}^{\text{п.к.у.э}} + Q_{\text{с.н.т}}^{\text{п.к.у.т}}.$$

Общий (полный) расход теплоты на турбоустановку $Q_{\text{ту}}$ составляется из расходов на электроэнергию $Q_{\text{ту}}^{\text{э}}$ и на отпуск теплоты $Q_{\text{ту}}^{\text{т}}$ (в последнюю величину включается расход теплоты $Q_{\text{с.н.э}}^{\text{ту.т}}$ на электроэнергию, затрачиваемой

причем

$$Q_{\text{ту}}^{\text{т}} = Q_{\text{та}}^{\text{т}} + Q_{\text{с.н.т}}^{\text{ту.т}} = Q_{\text{та}}^{\text{т}} (1 + q_{\text{с.н.т}}^{\text{ту.т}})$$

и

$$Q_{\text{с.н.э}}^{\text{ту.т}} = \mathcal{E}_{\text{с.н.э}}^{\text{ту.т}} / \eta_{\text{ту}}^{\text{э.н.}}$$

Коэффициенты полезного действия *транспорта теплоты* и паровых котлов ТЭЦ равны:

$$\eta_{\text{тр}} = Q_{\text{ту}} / Q_{\text{п.к.у}} \text{ и } \eta_{\text{п.к}} = Q_{\text{п.к}} / Q_{\text{с.}}$$

Коэффициент полезного действия *нетто котельной установки*

$$\eta_{\text{п.к.у}}^{\text{н}} = \frac{Q_{\text{п.к.у}}^{\text{н}}}{Q_{\text{с}}} = \eta_{\text{п.к}} (1 - q_{\text{с.н.т}}^{\text{п.к.у}}) \frac{1 - \mathcal{E}_{\text{с.н}}}{1 - \mathcal{E}_{\text{с.н}}^{\text{ту.э}}}$$

Коэффициент полезного действия *нетто ТЭЦ по отпуску электрической энергии* равен произведению КПД *нетто турбинной и котельной установок* и КПД *транспорта теплоты*:

$$\eta_{\text{э.с}}^{\text{н}} = \eta_{\text{ту}}^{\text{э.н}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{п.к.у}}^{\text{н}} \quad (19.21)$$

или в развернутом виде

$$\eta_{\text{э.с}}^{\text{н}} = \eta_{\text{та}}^{\text{э}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{п.к}} \frac{1 - q_{\text{с.н.т}}^{\text{п.к.у}}}{1 + q_{\text{с.н.т}}^{\text{ту.э}}} \frac{1 - \mathcal{E}_{\text{с.н}}^{\text{ту.э}}}{1 - \mathcal{E}_{\text{с.н}}^{\text{ту.н}}} (1 - \mathcal{E}_{\text{с.н}}), \quad (19.22)$$

где $\eta_{\text{та}}^{\text{э}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{п.к}} = \eta_{\text{э.бр}}^{\text{бр}}$ — КПД *брутто ТЭЦ* по производству электроэнергии.

Если рассматривать КЭС как частный случай ТЭЦ, в котором

$$q_{\text{с.н.т}}^{\text{ту.э}} = q_{\text{с.н.т}}^{\text{ту}} \text{ и } \mathcal{E}_{\text{с.н}}^{\text{ту.э}} = \mathcal{E}_{\text{с.н}}^{\text{ту}},$$

то формулы (19.19) и (19.22) для КПД *нетто турбоустановки* и для ТЭЦ по отпуску электроэнергии переходят в формулы (19.12) и (19.14а) для соответствующих показателей КЭС.

Коэффициент полезного действия *нетто ТЭЦ по отпуску теплоты*

$$\eta_{\text{с.т}}^{\text{н}} = \eta_{\text{ту}}^{\text{т.н}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{п.к.у}}^{\text{н}} \quad (19.23)$$

или в развернутом виде

$$\eta_{\text{с.т}}^{\text{н}} = \eta_{\text{т}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{п.к}} \frac{1 - q_{\text{с.н.т}}^{\text{п.к.у}}}{(1 + q_{\text{с.н.т}}^{\text{ту.т}})(1 + q_{\text{с.н.т}}^{\text{ту.т}})} \frac{1 - \mathcal{E}_{\text{с.п}}}{1 - \mathcal{E}_{\text{с.п}}^{\text{ту.т}}}, \quad (19.24)$$

где $\eta_{\text{т}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{п.к}} = \eta_{\text{т.с}}^{\text{бр}}$ — КПД *брутто ТЭЦ* по производству теплоты; значения $Q_{\text{та}}^{\text{т}}$ и $Q_{\text{ту}}^{\text{т}}$ определяются по формулам (19.17).

Полученные выражения для КПД *нетто* по производству электрической и тепловой энергии ТЭЦ и турбоустановки можно несколько упростить, если отнести собственный расход электроэнергии турбоустановки для теплового потребителя $Q_{\text{с.н.э}}^{\text{ту.т}}$ не к тепловой, а к электрической энергии (эта величина учи-

тывается общим собственным расходом электроэнергии $\mathcal{E}_{\text{с.н}}$). Такое положение не является строгим, но может считаться справедливым, если учесть, что вся энергетическая выгода от комбинированного производства двух видов энергии по принятой методике относится к электроэнергии. При этом КПД *транспорта теплоты* $\eta_{\text{тр}}$ и КПД *нетто котельной установки* сохраняют прежние значения:

$$\mathcal{E}_{\text{с.н}}^{\text{ту.э}} = \mathcal{E}_{\text{с.н}}^{\text{ту}} \text{ и } q_{\text{с.н.э}}^{\text{ту.т}} = 0.$$

Коэффициент полезного действия *нетто турбоустановки по электроэнергии*

$$\eta_{\text{ту}}^{\text{э.н}} = \eta_{\text{та}}^{\text{э}} \frac{1 - \mathcal{E}_{\text{с.н}}^{\text{ту}}}{1 + q_{\text{с.н.т}}^{\text{ту.э}}}$$

и КПД *нетто ТЭЦ по электроэнергии*

$$\begin{aligned} \eta_{\text{с.н}}^{\text{э.н}} &= \eta_{\text{ту}}^{\text{э.н}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{п.к.у}}^{\text{н}} = \\ &= \eta_{\text{та}}^{\text{э}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{п.к}} \frac{1 - q_{\text{с.н.т}}^{\text{п.к.у}}}{1 + q_{\text{с.н.т}}^{\text{ту.э}}} (1 - \mathcal{E}_{\text{с.н}}). \end{aligned}$$

Значения $\eta_{\text{ту}}^{\text{э.н}}$ и $\eta_{\text{с.н}}^{\text{э.н}}$ несколько уменьшаются.

Коэффициент полезного действия *нетто турбоустановки по отпуску теплоты*

$$\eta_{\text{ту}}^{\text{т.н}} = \frac{\eta_{\text{т}}}{1 + q_{\text{с.н.т}}^{\text{ту.т}}}$$

Коэффициент полезного действия *нетто ТЭЦ по отпуску теплоты*

$$\begin{aligned} \eta_{\text{с.т}}^{\text{н}} &= \eta_{\text{ту}}^{\text{т.н}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{п.к.у}}^{\text{н}} = \\ &= \eta_{\text{т}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{п.к}} \frac{1 - q_{\text{с.н.т}}^{\text{п.к.у}}}{1 + q_{\text{с.н.т}}^{\text{ту.т}}} \frac{1 - \mathcal{E}_{\text{с.н}}}{1 - \mathcal{E}_{\text{с.н}}^{\text{ту.с}}}. \end{aligned} \quad (19.24а)$$

Значения $\eta_{\text{ту}}^{\text{т.н}}$ и $\eta_{\text{с.т}}^{\text{н}}$ несколько возрастают.

При таком упрощающем допущении

$$\beta_{\text{т}} = \frac{Q_{\text{ту}}^{\text{т}}}{Q_{\text{ту}}^{\text{т}}} = \frac{Q_{\text{п.к.у}}^{\text{т}}}{Q_{\text{п.к.у}}^{\text{т}}} = \frac{Q_{\text{п.к.у}}^{\text{н}}}{Q_{\text{п.к.у}}^{\text{н}}} = \frac{Q_{\text{п.к}}^{\text{т}}}{Q_{\text{п.к}}^{\text{т}}} = \frac{Q_{\text{с.т}}^{\text{т}}}{Q_{\text{с.т}}^{\text{т}}}.$$

Удельный расход *условного топлива на отпущенную электроэнергию*, г/(кВт·ч), определяют по формуле типа (19.15б):

$$b_{\text{у.э}}^{\text{н}} \approx 123 / \eta_{\text{с}}^{\text{э.н}}.$$

Удельный расход *условного топлива на отпуск теплоты*, кг/ГДж, определяется по формуле

$$b_{\text{у.т}}^{\text{н}} \approx 34,14 / \eta_{\text{с}}^{\text{т.н}}.$$

Собственный расход электрической и тепловой энергии турбоустановки распределяют между обоими видами энергии в соответствии с назначением этого расхода.

Так, на электрическую энергию относят расход электроэнергии на насосы конденсат-

ные турбин, охлаждающей воды (циркуляционные), водоструйных эжекторов конденсаторов турбин, дренажные, сливные и т. д. На долю отпуска теплоты относят расход электроэнергии на насосы теплофикационных установок — сетевой, паропреобразовательной или испарительной установки, служащей для восполнения кроме внутренних и внешних потерь; в сетевой установке, в частности, учитываются насосы сетевые, конденсатные и подпиточные, на промышленной ТЭЦ с большими потерями — конденсатные насосы обратного конденсата, сырой воды и т. д.

Если питательные электронасосы относят к турбоустановке, то расход энергии на них $\mathcal{E}_{п.н}$ распределяют так:

$$\mathcal{E}_{п.н}^{\tau} = \beta_{\tau}^{\tau y} \mathcal{E}_{г.н}^{\tau} \text{ и } \mathcal{E}_{п.н}^{\circ} = \beta_{\circ}^{\tau y} \mathcal{E}_{п.н}^{\tau} = (1 - \beta_{\tau}^{\tau y}) \mathcal{E}_{п.н}^{\tau}$$

где $\beta_{\tau}^{\tau y} = Q_{\tau}^{\tau} / Q_{\tau y}$ [см. формулу (19.17)].

Значительное собственное потребление теплоты турбоустановки может обуславливаться применением приводных турбин питательных насосов (например, у турбин Т-250-240). Однако нужно учитывать возврат теплоты при подогреве питательной воды в насосах. Поэтому в величине $Q_{т.п}$ нужно учитывать потери теплоты $Q_{т.п}^{\text{от}}$ с отработавшим паром приводной турбины (в собственном конденсаторе или конденсаторе главной турбины) и эквивалент механических потерь приводной турбины и насоса, т. е.

$$Q_{т.п}^{\text{пот}} = Q_{т.п}^{\text{к}} + Q_{т.п}^{\text{м}}$$

Между электрической и тепловой энергией этот расход распределяют аналогичным образом, а именно:

$$Q_{т.п}^{\text{пот.т}} = \beta_{\tau}^{\tau y} Q_{т.п}^{\text{пот}} \text{ и } Q_{т.п}^{\text{пот.э}} = (1 - \beta_{\tau}^{\tau y}) Q_{т.п}^{\text{пот}}$$

В сетевой подогревательной установке теплофикационных турбин сверхкритических параметров пара приходится охлаждать конденсат перед химическим обессоливанием. Такое охлаждение может быть связано с потерей теплоты $Q_{т.к}^{\text{пот}}$, которую следует включить в величину $Q_{с.н.т}^{\tau y}$ и отнести к отпуску теплоты. К собственному расходу теплоты относят также расход на эжекторы конденсатора и уплотнений турбины с учетом использования пара из эжекторов в тепловой схеме турбоустановки; этот расход относится к отпуску электрической энергии.

В котельной установке собственный расход электрической и тепловой энергии распределяют между обоими видами энергии посредством коэффициента β_{τ} [см. формулу

(19.18)], а именно:

$$\mathcal{E}_{с.н.т}^{\text{п.к.у.т}} = \beta_{\tau} \mathcal{E}_{с.н.т}^{\text{п.к.у}}; \mathcal{E}_{с.н.т}^{\text{п.к.у.э}} = (1 - \beta_{\tau}) \mathcal{E}_{с.н.т}^{\text{п.к.у}}$$

и

$$Q_{с.н.т}^{\text{п.к.у.т}} = \beta_{\tau} Q_{с.н.т}^{\text{п.к.у}}; Q_{с.н.т}^{\text{п.к.у.э}} = (1 - \beta_{\tau}) Q_{с.н.т}^{\text{п.к.у}}$$

Теплота, сообщаемая воздуху при сжатии в турбовоздуходувке, используется в паровом котле и учитывается его показателями. Поэтому расход теплоты на турбовоздуходувку определяют аналогично расходу теплоты на турбопривод питательных насосов, т. е. учитывают потери теплоты в конденсаторе и тепловой эквивалент механических потерь в приводной турбине и воздуходувке.

В формулах данного параграфа количества электрической энергии $\mathcal{E}$ и теплоты Q измеряют в одинаковых единицах (кВт·ч). Если $\mathcal{E}$ измеряют в киловатт-часах, а Q — в килоджоулях, то в выражениях КПД отпуска электроэнергии турбоустановкой и электростанцией необходим множитель 3600 в числителе, а именно:

$$\eta = 3600 \mathcal{E} / Q,$$

соответственно удельный расход теплоты, кДж/(кВт·ч),

$$q = Q / \mathcal{E} = 3600 / \eta.$$

19.4. Экономические показатели эффективности ТЭС

Основной тенденцией развития энергетики является непрерывное увеличение единичных мощностей агрегатов (котлов, турбин, энергоблоков) и электростанций, что определяет непрерывное совершенствование удельных технико-экономических показателей, каковыми являются:

1) удельный расход условного топлива на 1 кВт·ч, отпущенный потребителю, $b_{\text{отп}}^y$, кг/(кВт·ч);

2) удельные капиталовложения в ТЭС на 1 кВт установленной мощности k , руб/кВт (даются нормативами ТЭП);

3) штатный коэффициент, т. е. число обслуживающего персонала на 1000 кВт установленной мощности P , чел/МВт.

Только при условии снижения этих показателей параллельно с ростом энергетики могут быть обеспечены необходимые для этого роста материальные и человеческие ресурсы.

Снижение удельного расхода топлива достигается за счет применения новой техники, что связано с дополнительными капиталовложениями ΔK . Годовые издержки на эксплуатацию ТЭС равны:

$$I_{\text{год}} = B_{\text{год}} c_{\text{т}} + E_{\text{отч}} N_{\text{уст}} + 1,4 a P N_{\text{уст}}, \quad (19.25)$$

где первая составляющая представляет собой стоимость годового расхода топлива $B_{\text{год}}$; μ_t — цена топлива в пересчете на условное, руб/т; вторая составляющая — это текущие расходы на эксплуатацию оборудования (амортизация, текущий ремонт и прочие расходы); для ТЭС $E_{\text{отч}} = 0,10 \div 0,12$; третья составляющая — расходы на оплату персонала: удельные затраты на зарплату $a = 1200 \div 1400$ руб/(чел $\times$ год); 1,4 — коэффициент, учитывающий социальное страхование и другие накладные расходы.

Себестоимость отпущенной электроэнергии равна:

$$c_{\text{э}} = I_{\text{год}} / \mathcal{E}_{\text{год}}^{\text{отч}}. \quad (19.26)$$

Дополнительные капиталовложения $\Delta K = \Delta k N_{\text{уст}}$ считаются эффективными, если выполняется условие $\Delta I_{\text{год}} / \Delta K \leq E_n$, где E_n — нормативный коэффициент эффективности капиталовложений. Для энергетики принято $E_n = 0,12$. При сопоставлении вариантов ТЭС или их элементов критерием оптимальности является значение расчетных годовых затрат:

$$Z_{\text{год}} = I_{\text{год}} + E_n k N_{\text{уст}}. \quad (19.27)$$

Разделив $Z_{\text{год}}$ на $\mathcal{E}_{\text{год}}^{\text{отч}}$, получим удельные расчетные затраты:

$$z_{\text{год}} = c_{\text{э}} + \frac{E_n k}{\tau_{\text{уст}}(1 - \varepsilon_{\text{с.н}})}, \quad (19.28)$$

где $\tau_{\text{уст}} = \mathcal{E}_{\text{год}} / N_{\text{уст}}$; $\varepsilon_{\text{с.н}} = (N_{\text{уст}} - N_{\text{с.к}}) / N_{\text{уст}}$. Иначе можно записать так:

$$z_{\text{год}} = b_{\text{год}} \mu_t + \frac{k(E_{\text{отч}} + E_n)}{\tau_{\text{уст}}(1 - \varepsilon_{\text{с.н}})} - \frac{14a\Pi}{\tau_{\text{уст}}(1 - \varepsilon_{\text{с.н}})}. \quad (19.29)$$

Выбор экономического наивыгоднейшего варианта ТЭС при проектировании ведется по минимуму расчетных затрат путем сопоставления конкурирующих вариантов. При сопоставлении варианты приводятся к равному годовому отпуску электроэнергии путем добавления к расчетным затратам варианта с меньшим отпуском электроэнергии величины $\Delta \mathcal{E}_{\text{год}} z_{\text{э.э}}$, где $\Delta \mathcal{E}_{\text{год}} = \mathcal{E}_I - \mathcal{E}_{II}$; $z_{\text{э.э}}$ — удельные расчетные затраты на замыкающую электроэнергию.

Методика расчета и определения замыкающих затрат на топливо и электроэнергию была разработана Сибирским энергетическим институтом по заданию АН СССР.

Замыкающие затраты характеризуют затраты в народном хозяйстве для обеспечения дополнительных потребностей в различных видах топлива и энергии по стране.

Объективно существующая ограниченность наиболее эффективных энергетических ресурсов приводит к необходимости в каждый определенный период времени вовлекать в энер-

гетический баланс наряду со сравнительно дешевыми и более дорогие природные источники энергии. Затратами на эти последние и оцениваются народнохозяйственные последствия изменения потребности в энергетических ресурсах, равно как и их добычи или производства. Замыкающим может быть топливо тех месторождений или бассейнов, которые в совокупности способны компенсировать колебания потребности в энергетических ресурсах, возникающие при поиске оптимального варианта ТЭС.

Выполнять замыкающие функции могут только те источники, у которых на данном этапе: а) технически возможные размеры добычи превышают требуемый уровень их использования и б) располагаемые ресурсы и качественные характеристики позволяют обеспечивать достаточно широкий круг потребителей.

Замыкающие затраты на топливо определяются прямым суммированием приведенных затрат на его добычу и перевозку.

Замыкающие затраты на электроэнергию представляют собой сумму трех составляющих. Топливная составляющая затрат на электроэнергию вычисляется как произведение удельного расхода топлива для производства электроэнергии на значение замыкающих затрат используемого топлива.

Вторая составляющая — это затраты на сооружение и эксплуатацию замыкающих электростанций. Ими могут быть наиболее совершенные базисные и полупиковые конденсационные, а также специальные пиковые газотурбинные электростанции, замыкающие в данный период баланс мощности данной объединенной электроэнергетической системы.

Третья составляющая определяется затратами на распределение электроэнергии, которые существенно зависят от размещения и размеров потребителя.

Для 10-й и 11-й пятилеток рекомендовалось принимать $z_{\text{э.э}}$ при $\tau_{\text{уст}} = 7000$ ч/год для европейской части СССР 12—13 руб/(МВт $\cdot$ ч), для восточных районов СССР — 7—8 руб/(МВт $\cdot$ ч), для замыкающих АЭС — 15 руб/(МВт $\cdot$ ч).

19.5. Автоматизация управления работой оборудования ТЭС и АЭС

Автоматизированная система управления отраслью энергетики страны ОАСУ «Энергия» охватывает все основные АСУ энергосистем.

Автоматизированные системы управления АСУ ТЭС и АЭС являются нижним уровнем иерархии по отношению к АСУ энергосистемой и одновременно верхним уровнем по от-

пошению к самостоятельным АСУ технологическими процессами (АСУ ТП) энергоблоков.

АСУ ТП является системой «человек (оператор энергоблока) — машина». Оператор является ведущим звеном в контуре АСУ ТП.

Функции, реализуемые в АСУ ТП энергоблока ТЭС (АЭС) без применения информационно-вычислительной и управляющей системы (УВС), можно разбить на две группы: информационные и управляющие.

Информационные функции

1. *Индивидуальный контроль* наиболее важных технологических параметров выполняют постоянно включенные графические регистраторы. Число наиболее ответственных параметров составляет около 5% всего количества контролируемых величин.

2. *Контроль по вызову* на многошкальные приборы менее ответственных параметров для периодического наблюдения.

3. *Технологический контроль* применяется для большого количества однотипных вспомогательных параметров, имеющих малый диапазон допустимого отклонения от заданного значения (например, температуры каналов активной зоны, температуры масла подшипников). Этот контроль осуществляют автоматические многоканальные измерительные системы, связанные с подсистемой световой сигнализации.

4. *Технологическая (предупредительная) светозвуковая сигнализация* служит для предупреждения персонала об отклонении рабочих параметров от установленных пределов и нарушении режима технологического процесса. Она осуществляет также сигнализацию и контроль состояния вспомогательных механизмов и арматуры: положения задвижек, шиберов, электродвигателей, режимов работы регуляторов, функциональных групп. Для этого используются мнемосхема и пульт управления на центральном операторском пункте управления блоком.

Аварийная сигнализация выдает персоналу информацию о срабатывании защит, аварийных остановах, включениях резерва и аварийном отклонении технологических параметров.

Управляющие функции

1. *Автоматические системы регулирования (АСР)* должны поддерживать заданную производительность (мощность) установок и стабилизировать технологические параметры на заданном уровне. Автоматическое регулирование технологических параметров на энергоблоке выполняется в настоящее время типовой отечественной аппаратурой «Каскад-2» и

АКЭСР. К примеру, на блоке 800 МВт системы автоматического регулирования содержат более 120 контуров.

В настоящее время разработаны типовые схемы регулирования мощности конденсационных и теплофикационных блоков для электростанций, работающих на органическом топливе. Разработаны типовые схемы регулирования для энергоблоков АЭС с водо-водяными реакторами, с реакторами канального типа, охлаждаемыми кипящей водой, с реактором на быстрых нейтронах.

В СССР в 1978 г. была разработана и утверждена в качестве нормативного материала всережимная система автоматического регулирования частоты и мощности блочных ТЭС с прямоточными котлами.

Система автоматического регулирования мощности (АСРМ) предназначена для поддержания мощности N_z энергоблоков в соответствии с заданной $N_{зд}$, давления пара перед турбиной p_t' (или положения клапанов турбины H_t в режиме скользящего давления). АСРМ ориентирована на использование во всех основных нормальных режимах (включая пусковые), а также в аварийных режимах.

АСРМ энергоблока выполняет две группы требований. Требования энергосистемы (внешние по отношению к энергоблоку) связаны с регулированием мощности N_z , а также охватывают вопросы взаимодействия АСРМ энергоблока с устройствами противоаварийной автоматики (ПА), вступающими в работу при энергосистемных авариях. Работа АСРМ в режиме поддержания давления пара перед турбиной p_t' (номинальный, скользящий, комбинированный) соответствует внутриблочным требованиям, при этом АСРМ энергоблока связана с внутриблочными защитами.

На рис. 19.4 представлена структурная схема центральной части всережимной АСРМ энергоблока ТЭС. Эта схема принята в качестве типовой для энергоблоков ТЭС с прямоточными котлами.

Котельный и турбинный регуляторы действуют каждый по пропорционально-интегральному закону (ПИ-закону). Формирование ПИ-закона для этих регуляторов осуществляет импульсный регулирующий прибор РПИ, состоящий из ПД-преобразователя и интегратора И. В турбинном регуляторе (ТР) в качестве интегратора используется механизм управления турбиной МУТ.

Котельный регулятор (КР) получает основной сигнал по небалансу мощностей $N_{зд} - \Delta f / \delta - N_z$, где Δf — отклонение частоты, а δ — неравномерность регулирования по частоте сети и дополнительный скоростной сигнал по p_t' , формируемый дифференциатором. Скоростной сигнал при правильной его настройке обеспечивает инвариантность КР к перемещениям регулирующих клапанов турбины и ускоряет реакцию КР на внутрикотловые возмущения.

Турбинный регулятор содержит два регулирующих прибора. Один из них (РПИ_р) воспринимает сигнал небаланса между заданными $p_{t,зд}'$ и фактическим p_t'

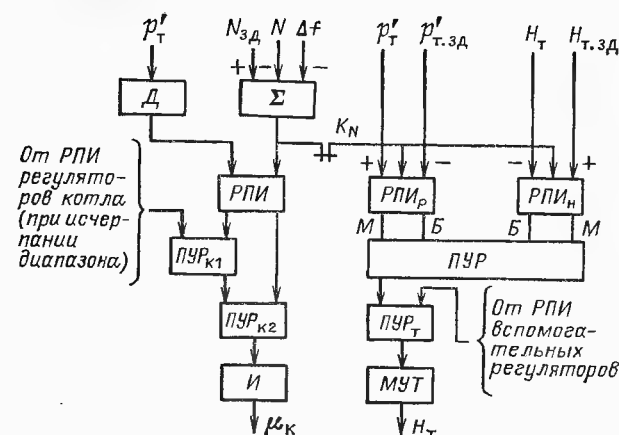


Рис. 19.4. Структурная схема центральной части типовой всережимной АСРМ для энергоблоков ТЭС с прямоточными котлами

значениями давления пара перед турбиной и используется в режиме поддержания номинального давления, а другой ($РПИ_n$) воспринимает сигнал небаланса между заданным $H_{т.зд}$ и фактическим H_t значениями положения регулирующих клапанов турбины и работает в режиме скользящего давления. На $РПИ_p$ и $РПИ_n$ подается сигнал по небалансу мощностей с коэффициентом усиления K_N .

Переход от режима поддержания p'_t к режиму поддержания H_t и наоборот осуществляется с помощью переключателя управления релейного типа $ПУР$. На одну обмотку $ПУР$ заведен релейно-импульсный сигнал «Больше» (B) с выхода $РПИ_p$, а на другой — такой же сигнал с $РПИ_n$.

Регулятор $РПИ_n$ срабатывает в режиме поддержания номинального давления вхолостую в сторону «Меньше». Когда $РПИ_n$ сработает в сторону «Больше», к $МУТ$ подключится $РПИ_n$. Если $РПИ_p$ работает в режиме «скользящего» давления вхолостую в сторону «Меньше» и сработает в сторону «Больше», то произойдет обратный переход, т. е. к $МУТ$ подключится $РПИ_p$. Аналогичные релейные переключатели управления используются для автоматического перехода на вспомогательные регуляторы ограничивающих параметров (например, $ПУР_т$) и для воздействия на задатчик нагрузки котла μ_k от защит и регуляторов котла, исчерпавших регулировочный диапазон ($ПУР_{к1}$ и $ПУР_{к2}$).

Кроме всережимных АСРМ для энергоблоков ТЭС с прямоточными и барабанными котлами разработаны и применяются на практике всережимные схемы автоматического регулирования: питания, топлива (газ, мазут) и воздуха, температуры свежего пара и др. На ТЭС автоматизированы также агрегаты и процессы регулирования: подачи пылеугольного топлива, индивидуальных пылеприготовительных установок с промежуточным бункером, температуры промежуточного перегрева пара, удаления дымовых газов, топливоподачи, мазутного хозяйства, шлакоудаления, газораспределительного пункта, общестанционного оборудования.

На ТЭС и АЭС автоматизированы агрегаты и объекты регулирования — паровые кот-

лы, парогенераторы, турбины, а также элементы турбоустановки.

В качестве одной из типовых для АЭС рассмотрим схему всережимного регулирования энергоблока с реактором ВВЭР (по программе поддержания постоянного давления во втором контуре $p_2 = \text{const}$).

На рис. 19.5 показана схема всережимной системы регулирования мощности блока ВВЭР-440 Ловииза. Эта система разработана специалистами СССР совместно со специалистами фирм «Иматран Войма» (Финляндия) и «Сименс АГ» (ФРГ). По условиям энергосистемы Финляндии блок предназначен регулировать график нагрузки путем изменения мощности в диапазоне от 50 до 100 % со скоростью до 2 %/мин, а также для участия в регулировании частоты и перетоков активной мощности путем быстрого изменения электрической мощности до 5 % номинальной со скоростью до 20 %/мин. Ограничение скорости задается регулятором 9.

В нормальном режиме регулятор 2 получает импульс по давлению 6 и исчезающий импульс от ионизационных камер 1. Регулятор 2 воздействует на приводы регулирующих стержней 3 и поддерживает также постоянную плотность нейтронового потока (при отключенном импульсе по давлению). Переключение регулятора 2 с одного режима на другой осуществляется оператором вручную.

Мощность блока устанавливается регулятором 9, который получает задание от регулятора мощности сети 10 и от устройства 11 — ограничителя мощности на основании данных о числе работающих турбин, питательных и главных циркуляционных насосов. Регулятор 9 распределяет нагрузку между турбогенераторами блока с учетом относительных приращений расхода теплоты и имеющихся ограничений мощности блока и скорости ее изменения.

Сигнал заданной мощности турбогенератора N_g поступает из регулятора 9 на электрогидравлическую систему регулирования турбины (ЭГТР) 12. Здесь происходит сравнение заданной N_g и действительной N_d мощностей турбогенератора и вырабатывается сигнал рассогласования. Этот сигнал управляет через регулятор частоты вращения (РЧВ) 7 приводами клапанов турбины 8. Система 12 выполняет также функцию ограничения мощности турбины по сигналам ручного задатчика, давления в камере регулирующей ступени турбины 13, технологических защит и других параметров.

Быстрое регулирование частоты осуществляется частотным корректором 14, изменяющим заданную мощность турбогенератора в зависимости от отклонения ча-

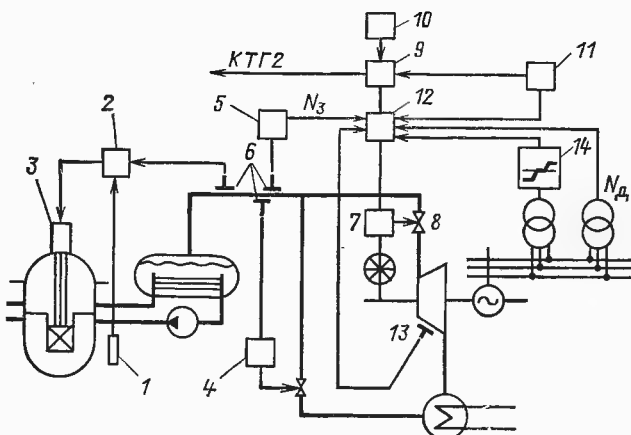


Рис. 19.5. Схема всережимной системы регулирования мощности блока ВВЭР-440 Ловииза (Финляндия)

стоты сети. В этой схеме кроме основного регулятора давления 2 имеется регулятор 5, осуществляющий регулирование путем воздействия на регулирующие клапаны 8 через ЭГСП 12. Регулятор 5 включается при работе регулятора 2 в режиме поддержания постоянной плотности нейтронного потока, при срабатывании защитных систем реактора, снижающих мощность на заданное значение, а также обеспечивает разгрузку турбины при снижении давления пара перед ней ниже заданного предела (4—4,2 МПа).

При аварийных повышении давления автоматически включается регулятор максимального давления 4, управляющий пропуском пара в конденсатор турбины.

Особенностью энергоблоков с реакторами ВВЭР является наличие регулирования параметров компенсаторов объема (давления и уровня).

Для энергоблока с реактором типа БН-600 АСР состоит из 12 связанных основных локальных подсистем и поддерживает следующие параметры: мощность реактора и температуру теплоносителя на выходе из реактора (совместно с системой управления и защиты), расходы теплоносителя в первом и втором контурах (совместно с системой управления главным циркуляционным насосом), давление и температуру свежего пара, расход и давление питательной воды и др. АСР стабилизирует основные технологические параметры энергоблока и выдает управляющие воздействия в диапазоне нагрузок 10—100%.

2. *Устройства логического управления (УЛУ)* осуществляют логическое управление в АСУ ТП энергоблока функциональными группами. Устройства логического управления состоят из двух уровней и выполняют основные операции по дискретному управлению блоком — включение и отключение механизмов, открытие и закрытие задвижек, включение и отключение автоматических регуляторов и изменение заданных значений регулируемых величин. Для наиболее ответственных механизмов, запорных и регулирующих органов и для элементов оборудования, не вошедших в функциональные группы, сохраняется индивидуальное управление. Функционально-групповое управление сокращает объем операций по управлению блоком, повышает его маневренность и уменьшает вероятность ошибочных действий персонала. Логическое управление энергоблоком мощностью 500—800 МВт использует около 25 функциональных групп.

УЛУ первого уровня осуществляют программу управления отдельными исполнительными механизмами, выдают информацию об их положении и выполняют простейшие логические операции при управлении оборудованием. Автоматическое управление оборудованием, входящим в функциональную группу, при пуске, останове, изменении нагрузки или

состава оборудования на основе технологического алгоритма выполняют устройства логического управления второго уровня. УЛУ второго уровня могут работать в автоматическом и автоматизированном режимах — каждый шаг программы выполняется после подачи команды оператором, с сигнализацией о выполнении или невыполнении шага за установленное время.

3. *Устройства системы защиты* должны предотвращать возникновение аварий и защищать установки от повреждений при выходе из строя отдельных элементов оборудования, отказах или ложных действиях систем регулирования, а также при ошибочных действиях операторов.

Автоматические блокировки предотвращают аварийные ситуации и осуществляют связь между отдельными операциями (правильную технологическую последовательность).

4. *Система дистанционного управления* выполняет с помощью своих средств (избирательного, индивидуального или группового управления) передачу воздействий оператора на исполнительные механизмы, удаленные от центрального пункта управления.

Особенности АСУ ТП энергоблока АЭС. Структура основных функций АСУ ТП энергоблока АЭС показана на рис. 19.6.

1. *Система управления и защиты реактора (СУЗ)* служит для контроля и управления мощностью реактора во всех режимах его работы. СУЗ осуществляет также контроль реактивности, положения исполнительных механизмов, а также автоматический и дистанционный пуск реактора, автоматическую и дистанционную аварийную защиту реактора, контроль нейтронного потока в реакторе.

2. *Автоматизированная система управления турбиной (АСУ Т)* выполняет управление турбиной с ее вспомогательным оборудованием.

3. *Система внутриреакторного контроля (ВРК)* предназначена для получения информации о состоянии активной зоны реактора во время его работы; она осуществляет контроль тепловыделения, температур и других параметров внутри активной зоны реактора.

4. *Система радиационного контроля (СРК)* контролирует радиацию на технологическом оборудовании, в помещении АЭС и на окружающей территории.

5. *Системы контроля герметичности оболочек тепловыделяющих элементов (КГО)* и контроля целостности технологических каналов (КЦТК) проверяют качество указанного оборудования на основе анализа данных об активности теплоносителя и других параметров реактора.

6. *Система управления режимом главных циркуляционных насосов (СУ ГЦН).*

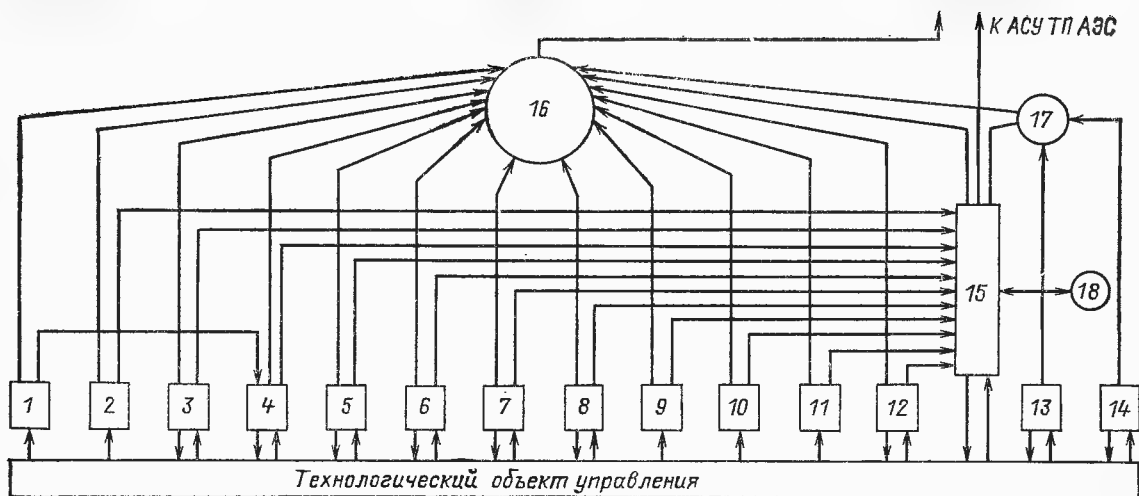


Рис. 19.6. Структура основных функций АСУ ТП энергоблока АЭС:

1—14 — основные функции: 1 — контроля особо ответственных параметров; 2 — технологической сигнализации; 3 — дистанционного управления; 4 — автоматических защит, включая САО; 5 — автоматического регулирования; 6 — логического управления; 7 — СУЗ; 8 — АСУ Т; 9 — ВРК; 10 — СРК; 11 — КГО и КЦТК; 12 — СУ ГЦН; 13 — управления вспомогательными технологическими системами; 14 — управления перегрузкой и транспортом топлива; 15 — УВС; 16 — операторы блока; 17 — операторы вспомогательных технологических систем; 18 — операторы ЭВМ

7. Система управления перегрузкой топлива предназначена для извлечения из активной зоны тепловыделяющих кассет с выгоревшим топливом, выгоревших кассет СУЗ, некоторых внутрикорпусных элементов и установки на их место новых. Система транспорта топлива управляет всеми механизмами, перемещающими топливо от его поступления на АЭС до отправки на переработку.

8. Система аварийного охлаждения активной зоны реактора (САО) является частью устройств защиты. САО препятствует расплавлению активной зоны реактора при потере теплоносителя из-за разуплотнения первого контура в аварийных ситуациях.

В начальный период аварии система заливает в активную зону реактора холодную воду, насыщенную бором. В послеаварийный период система отводит остаточные тепловыделения.

САО состоит из трех систем: пассивной части, активной части высокого давления и активной части низкого давления. Пассивная часть состоит из двух гидроемкостей. Активная часть высокого давления (подсистема аварийного впрыска бора) содержит три насоса высокого давления. Борированная вода высокой концентрации подается на вход каждого насоса от своего бака. Активная часть низкого давления является подсистемой аварийного расхолаживания. Она состоит из трех насосов низкого давления. На вход каждого насоса подается раствор борной кислоты от самостоятельного бака аварийного запаса.

Локализирующие системы предназначены ограничить распространение радиоактивных

веществ при авариях. Это устройства герметизации помещений первого контура, системы охлаждения помещений и снижения давления в герметичных помещениях.

9. Автономные системы — химическая водоочистка, вентиляция и т. д.

Применение информационно-вычислительной и управляющей системы (УВС) в АСУ ТП энергоблока. УВС в составе АСУ ТП энергоблока можно применять в следующих вариантах:

1. *Выдача советов оператору и персоналу* на основе анализа полученных результатов. Такой вариант был предпочтителен на первых этапах внедрения АСУ, когда не было уверенности в отлаженности и надежности технических средств и программного обеспечения. Повышение надежности УВС, а также совершенствование математического и программного обеспечения позволяют переходить от выполнения информационно-вычислительных функций к управляющим.

2. *Воздействия на системы управления*, осуществляемые путем изменения заданий локальным регуляторам и локальным устройствам автоматического функционально-группового управления.

3. *Прямое управляющее воздействие* на исполнительные механизмы в режиме непосредственного цифрового управления (НЦУ).

Функциональная структура АСУ ТП энергоблока ТЭС с применением УВС представлена на рис. 19.7.

Функции, реализуемые в АСУ ТП энергоблока ТЭС и АЭС с применением УВС, следующие.

ловой схемы с индикацией и сигнализацией (при опасных отклонениях) значений технологических параметров. Перед пуском блока при сборке технологической схемы оператор вызывает на дисплей фрагмент мнемосхемы для контроля состояния арматуры и двигателей.

В ходе растопки для контроля тенденции изменения параметров оператор вызывает на дисплей графики. В режиме нормальной эксплуатации оператор использует таблицу для контроля распределения параметров по технологическим трактам.

УВС вычисляет значения *неизмеряемых величин* на основании значений непосредственно измеряемых параметров. *Алгоритмы ядерно-физических расчетов* определяют распределение поля энерговыделения в реакторе и изотопный состав топлива.

Теплофизические расчеты на АЭС определяют температурные условия работы тепловыделяющих элементов реактора, гидравлические сопротивления, паросодержание в каналах, расход и температуру теплоносителя, температуру топлива, оболочки и т. д.

Результаты теплотехнических расчетов на ТЭС и АЭС характеризуют качество работы парогенераторов и турбоустановок с их вспомогательным оборудованием. Внутренние относительные КПД цилиндров турбины показывают состояние проточной части турбины. Расчеты коэффициентов теплопередачи показывают степень загрязнения поверхности теплообменников. Характеристики оборудования, использующие указанные величины, применяются на энергоблоках для изменения режимов работы энергоблоков и планирования оптимальных сроков ремонта оборудования.

Автоматизация расчета энергетических и технико-экономических показателей (ТЭП). Все расчеты проводятся в темпе технологического процесса. В АСУ ТЭС вычисляются фактические и нормативные технико-экономические показатели, а также перерасход (экономия) топлива и показатели технико-экономического анализа работы и состояния котельной и турбинной установок. В последнем алгоритме (анализ работы энергоблока) рассчитывается влияние отдельных параметров на изменение экономичности всего энергоблока.

Исходная информация от аналоговых и дискретных датчиков автоматически вводится в УВС с интервалом в 4—10 с. Параметры, не измеряемые датчиками, вводятся в УВС в виде постоянных и изменяемых констант (например, характеристики топлива и т. д.).

Оперативные показатели, вычисляемые за минимально возможный интервал расчета (15, 30 или 60 мин), анализируются, регистрируются и используются для управления

технологическим процессом.

Сменный интервал работы за 8 ч используется для анализа качества работы оперативного персонала и организации соревнования между сменами. ТЭС отчитывается по экономичности своей работы за месяц перед районным энергоуправлением по форме № 3-тех (энерго). Расчет ТЭП сопровождается анализом технологической ситуации по диспетчерским сигналам, характеризующим состояние эксплуатации соответствующих элементов оборудования (режим работы, количество сжигаемого топлива, состав вспомогательного оборудования и т. п.).

Для расчета на УВС термодинамических функций состояния воды и водяного пара (энтальпии, удельного объема и энтропии) применяются специально составленные уравнения состояния. Эти уравнения соответствуют требованиям точности в расчетных зонах.

В настоящее время применяются «Типовой алгоритм расчета ТЭП для мощных конденсационных энергоблоков» и «Типовой алгоритм расчета ТЭП мощных отопительных ТЭЦ».

При расчете ТЭП АЭС вычисляются общие эксплуатационные показатели АЭС и энергоблоков (КПД отдельных агрегатов и блока брутто и нетто), проводится анализ тепловой экономичности энергоблока при изменении внешних условий, а также определяются показатели ЯППУ энергоблока (средняя тепловая мощность реактора, параметры теплоносителя на входе и выходе из реактора и т. д.).

Расчет экономичности ТЭС и АЭС проводится также для режимов пуска и останова энергоблока (вычисление тепловых и электрических потерь).

Актуальными являются проблемы повышения точности расчета ТЭП для ТЭС и АЭС, а также автоматизация расчета погрешностей определения ТЭП.

Энергетические характеристики энергоблоков ТЭС и АЭС нужны для составления нормативных расходных характеристик. В этих расчетах используются исходные данные и показатели расчета ТЭП. Энергетические и нормативные расходные характеристики используются в АСУ ТЭС и АСУ АЭС для выбора состава оборудования, распределения нагрузки, топлива и построения оптимальных режимных карт, а также для оценки эффективности работы оборудования.

Регистрация аварийных и предаварийных ситуаций (РАС). Первопричина аварий не всегда может быть определена в аварийных ситуациях традиционными методами регистрации и сигнализации параметров. Информация о предаварийном режиме работы энерго-

блока, о причинах возникновения и ходе развития аварий, о действиях персонала и автоматических устройств в аварийной ситуации записывается в запоминающее устройство УВС. Число запоминаемых параметров, вызывающих срабатывание аварийной защиты, колеблется в различных системах от 100 до 500, время запоминания предыстории составляет от 10 до 20 мин в зависимости от динамических характеристик объекта, а цикл записи устанавливается от 10 до 50 с. Аварийный сигнал прекращает запись предыстории, останавливает стирание старой информации и записывает в запоминающее устройство значения параметров с частотой более высокой, чем при регистрации предыстории. В аварийной ситуации регистрации подлежат положения двухпозиционных и регулирующих органов, моменты срабатывания аварийных защит и блокировок, значения технологических параметров.

Кроме функций РАС на энергоблоках ТЭС и АЭС можно выделить следующие виды регистрации.

Периодическая регистрация (например, результаты расчетов ТЭП) выполняется на бланках алфавитно-цифровых печатающих устройств и выводится по запросу на экран ЭЛИ. *Регистрация по вызову оператора* (цифровая и графическая) применяется в режимах наладки, пуска, останова, при нарушениях режима эксплуатации. Система отклонений выявляет отклонившийся параметр, а также печатает значение параметра, время, знак отклонения и его значение.

Регистрация результатов диагностики применяется для анализа состояния оборудования и системы управления при обнаружении нарушений в их работе. Регистрация действий оператора состоит в записи в запоминающее устройство УВС информации о воздействиях оператора на запорные и регулирующие органы и другие объекты управления. Для анализа действий оператора эта информация может быть выведена на печать.

Функция регистрации переходных процессов (РПП) используется для регистрации параметров при исследованиях динамических характеристик оборудования, а также при режимных испытаниях. РПП осуществляется на основе запоминания и отображения параметров во времени.

Анализ действия защит (АДЗ) основан на использовании информации, полученной в аварийной ситуации энергоблока после срабатывания защиты, и содержит данные о первой сработавшей защите и обо всех отклонениях от заданного алгоритма выполнения операций по останову или разгрузке энергоблока.

Контроль работы функционально-группово-

го управления (ФГУ). УВС осуществляет сбор информации от устройств логического управления функциональными группами, анализирует информацию по программе контроля и по вызову, выдает на ЭЛИ преобразованную информацию для оператора. Оператор энергоблока получает общую характеристику состояния функциональных групп и конкретные характеристики неисправности (наименование двухпозиционных органов, не выполнивших заданные команды). Оператор осуществляет контроль выдержки времени (например, хода задвижки).

УВС осуществляет контроль достоверности важнейших входных каналов измерения в интервале 15 мин с заменой недостоверных данных. Входной параметр сравнивается с другими параметрами, поступающими от дублирующих датчиков, а также со сходными параметрами, полученными на основе косвенных вычислений или априорной информации. УВС производит диагностику (контроль достоверности расчета) следующих оперативных показателей на ТЭС: КПД парового котла (нетто), удельный расход теплоты нетто на турбоустановку и расход условного топлива на отпущенную электроэнергию. Выход любой из указанных величин за допустимые значения говорит о том, что все результаты и исходные данные рассматриваемого интервала считаются недостоверными и не используются для накопления в последующих интервалах.

Контроль достоверности показателей служит для защиты массивов, накопленных за сменный, суточный и месячный интервалы, от попадания недостоверной информации.

Обмен данными с АСУ ТЭС (АСУ АЭС) производится для передачи и приема информации, участвующей в расчете и анализе ТЭП электростанции, составления отчетной документации. Оперативный персонал получает благодаря взаимодействию АСУ ТП энергоблока и АСУ электростанции информацию о состоянии оборудования и ходе технологических процессов.

Оптимизация процесса горения в топке на ТЭС основана на использовании экстремальной зависимости КПД парового котла от коэффициента избытка воздуха в топке $\eta_{п.к.} = f(\alpha_t)$. Система экстремального регулирования служит для поддержания максимального значения КПД парового котла в различных режимах нормальной эксплуатации и использует значение КПД из расчета ТЭП. Управляющее воздействие осуществляется путем воздействия на расход воздуха, подаваемого в топку.

Автоматическая оптимизация давления свежего пара на ТЭС основана на поддержании соотношения между оптимумом давления

пара перед турбиной и положением регулирующих клапанов турбины. Оптимальное соотношение устанавливается воздействием на клапаны турбины. Оптимизация давления свежего пара используется в схеме регулирования мощности энергоблока. Система оптимизации давления свежего пара перед турбиной способствует повышению экономичности эксплуатации энергоблока.

Оптимизация вакуума в конденсаторе турбины (для ТЭС и АЭС) состоит в определении оптимального расхода циркуляционной воды на турбоустановку для схемы водоснабжения от индивидуальных циркуляционных насосов, имеющих устройства изменения подачи (изменение угла разворота лопастей или изменение частоты вращения насоса). Оптимальным считается режим максимальной разности между мощностью, развиваемой турбиной, и мощностью, потребляемой на привод циркуляционных насосов. Система оптимизации вакуума выдает оператору энергоблока совет в виде параметров оптимального режима (частоты вращения насосов, давления воды на напорной стороне насосов, мощности двигателей и др.) и способствует повышению экономичности эксплуатации турбоустановки.

Автоматизация пуска энергоблока. Цель оптимального управления при пуске состоит в том, чтобы набрать заданную нагрузку за наименьшее время, выдержав ограничения на темп прогрева металла турбоустановки и на скорость изменения параметров.

Пуск энергоблока разбивается на пять этапов:

- 1) подготовка к пуску и розжиг парового котла;
- 2) подъем параметров пара до предтопочковых значений;
- 3) толчок и разворот турбогенератора;
- 4) синхронизация генератора с сетью;
- 5) нагружение энергоблока.

Этап нагружения для блоков с прямоточными котлами состоит из трех частей: нагружения на скользком давлении пара, перехода на прямоточный режим и нагружения при номинальном давлении пара. При пуске неблочной турбины автоматизируются два этапа — разворот и нагружение турбоагрегата.

Алгоритм автоматизированного пуска энергоблоков основан на последовательном выполнении технологических операций, предусмотренных заводскими инструкциями по пуску энергооборудования.

В разработанных и внедренных к настоящему времени отечественных системах подготовительные операции, а также розжиг парового котла не автоматизируются и выполняются обслуживающим персоналом.

На втором и третьем этапах регулирова-

ние осуществляется программными регуляторами. Программы подъема параметров пара и разворота турбогенератора составляют на основе анализа динамики прогрева и ограничений на пуск, имеющихся в инструкциях по пуску основного оборудования, при этом используют разработанные методы оптимального управления.

В качестве входного импульса регулятора разворота используется ЭДС тахогенератора турбины. Операции по синхронизации генератора не автоматизируются и выполняются вручную. При синхронизации остаются в работе регуляторы параметров пара. Этап автоматизации нагружения энергоблока осуществляют регуляторы горения, питания и наружного обогрева фланцев.

При выходе на номинальные параметры пара система регуляторов пуска отключается, и в работу включаются регуляторы нормального режима.

Темп пуска энергоблока из холодного состояния, как правило, определяется турбиной. Режим пуска турбины определяет растопку парового котла. При этом заданный график изменения давления выдерживается путем подачи топлива, а температурный режим — с помощью парохладителей. При остановке на короткое время (ночь, сутки) задача последующего пуска неостывшего блока несколько усложняется, поскольку его узлы и детали остывают с различной скоростью.

Вибросмещение ротора характеризует качество («мягкость») пуска турбины. Автоматический контроль вибросмещений роторов при пусках показывает нарушения пусковых режимов из-за неравномерного прогрева отдельных элементов турбины.

Автоматизированные системы управления работой ТЭС и АЭС. Структура управления ТЭС и АЭС состоит из двух контуров управления: оперативно-диспетчерского и производственно-хозяйственного.

Оперативно-диспетчерское управление, входящее в АСУ ТЭС и АЭС, выполняет задачу поддержания экономически наиболее выгодного режима работы ТЭС (АЭС) и энергосистемы, при котором потребители получают электроэнергию по заданному графику нагрузки при наименьших народнохозяйственных затратах.

Производственно-хозяйственное управление работой основных и вспомогательных цехов ТЭС (АЭС) способствует выполнению этих задач с минимальными затратами, а также осуществляет материальное и социальное обеспечение производства.

Основные задачи верхнего уровня АСУ ТЭС (АЭС)

I. Оперативно-диспетчерские распределительные задачи, для выполнения которых вы-

числяются прогнозируемые энергетические характеристики энергоблоков и оптимальная характеристика режимов ТЭС (АЭС):

1) оптимизация распределения нагрузки между энергоблоками. Эта система управления реализуется в виде совета оператору или в виде автоматического воздействия на систему управления мощностью энергоблоков. Эффективность данной системы управления составляет около 0,3—0,5 % экономии топлива;

2) распределение видов топлива на электростанции между паровыми котлами (для ТЭС);

3) выбор оптимального состава работающего энергооборудования по заданному графику нагрузки. Эта задача относится к АСУ энергосистемы, а также к АСУ ТЭС (АЭС) с оборудованием, различающимся по экономичности.

II. Вычисление и анализ групповых (для нескольких блоков) и общестанционных технико-экономических показателей. Этот комплекс содержит задачи:

1) распределение тепловой и электрической энергии на собственные нужды по энергоблокам;

2) определение теплового, электрического и топливного балансов для уточнения ряда блочных показателей;

3) определение потерь тепловых и электрических, а также перерасходов топлива для повышения эффективности оперативно-диспетчерских распределительных задач. Анализ потерь помогает оперативному персоналу поддерживать оптимальный режим работы электростанции;

4) соревнование между оперативным персоналом по результатам фактического топливоиспользования;

5) составление отчета по форме № 3-тех (энерго) о работе электростанции за месяц.

6) подготовка отчетности для руководящего персонала ТЭС и АЭС.

III. Контроль состояния и диагностика энергооборудования могут быть осуществлены по различным алгоритмам, например по изменению экономичности энергоблока в зависимости от отклонения отдельных параметров тепловой схемы от оптимальных.

Диагностика и прогнозирование состояния тепломеханического оборудования ТЭС и АЭС осуществляются для получения информации о состоянии оборудования, а также о фактической и прогнозируемой экономичности его работы.

Диагностика и прогнозирование состояния оборудования производится с использованием математических моделей оборудования путем сравнения расчетных фактических характерис-

тик оборудования с нормативными характеристиками.

IV. Охрана окружающей среды. На ТЭС осуществляется контроль концентрации газообразных выбросов с учетом требуемой степени очистки газов от золы. Контроль газовых выбросов на АЭС включает:

1) радиационный контроль воздуха на АЭС;

2) контроль и нормирование выбросов в атмосферу из труб АЭС;

3) контроль выбросов и радиоактивного загрязнения среды.

V. Химический контроль на ТЭС и АЭС включает:

1) химический контроль за питательной водой (с ее составляющими) и котловой водой;

2) химический контроль за перегретым и насыщенным паром.

Технический эффект от внедрения АСУ ТП теплового энергоблока состоит из следующих составляющих:

1) повышение экономичности энергоблока за счет снижения расхода топлива на единицу выработанной электроэнергии и уменьшения затрат на собственные нужды;

2) повышение надежности основного оборудования: уменьшение числа аварий, сокращение длительности аварийных простоев и удлинение периода использования установленной мощности;

3) увеличение срока службы отдельных элементов блока до их полной замены благодаря диагностике их состояния.

Функция расчета ТЭП с анализом топливоиспользования и состояния оборудования дает все три составляющие. По данным организаций Минэнерго СССР внедрение функции расчета ТЭП (в полном объеме) повышает экономичность работы энергоблока на 1—3 %.

Повышение экономичности при автоматизации пусковых режимов происходит за счет сокращения времени пуска (при этом снижаются расходы топлива, электроэнергии, теплоты и других составляющих потерь на пуск). По данным ВТИ автоматизация пуска только по проточной части турбинной установки дает дополнительное повышение КПД энергоблока на 0,2—0,3 %.

Распределенные АСУ ТЭС и АСУ АЭС. На ТЭС страны с начала 70-х годов началось внедрение информационно - вычислительных систем, разработанных ЦНИИКА, с использованием средств вычислительной техники (ИВС) типа «Комплекс—АСВТ», а на АЭС — «Комплекс Уран». Эти системы осуществляли в основном информационные, вычислительные (расчетные) и оптимизирующие функции. Автоматическое регулирование выполняли аналоговые электронные регуляторы.

Централизованные системы, использующие только центральную ЭВМ, обладают следующими недостатками:

1) недостаточной надежностью (авария в центральном вычислительном комплексе выводит из строя большую часть функций системы);

2) ограниченной гибкостью (наращивание функций в процессе развития возможно лишь до предела производительности ЭВМ, а затем резко возрастают трудности программирования);

3) сложностью программирования;

4) высокой стоимостью линий коммуникации. В централизованных системах стоимость средств передачи данных составляет до 75 % стоимости всего оборудования системы.

В настоящее время происходит переход на децентрализованные (распределенные) системы управления, ставший возможным благодаря появлению микропроцессорной техники. Выпуск микропроцессорной техники привел к сокращению трудоемкости изготовления и эксплуатации систем управления, снижению их стоимости, уменьшению габаритов и потребляемой мощности, повышению надежности.

В распределенных системах центральная ЭВМ осуществляет сбор, обработку, расчеты и представление информации на ЭЛИ, а управление децентрализовано и выполняется микропроцессорами по функционально-групповому принципу.

Применение для систем автоматического регулирования программируемых контроллеров с цифровой обработкой информации вместо классических аналоговых регуляторов позволяет ликвидировать наблюдавшееся в течение длительного времени отставание практики от теории регулирования и эффективно использовать любые законы и алгоритмы оптимального регулирования. При этом возможны разработка и использование более сложных оптимальных законов и алгоритмов регулирования.

Микропроцессорный контроллер, функционирующий на основе заложенной в его памяти программы, может заменить 10—30 аналоговых регуляторов. Программируемый регулирующий контроллер позволяет реализовать такие функции, которые невозможно выполнить при использовании обычных аналоговых регуляторов.

Применение программируемых контроллеров вместо аналоговых регуляторов позволяет снизить стоимость системы управления на 15—20 %, а также сократить сроки разработки и внедрения.

В 1984 г. на Запорожской АЭС введен в эксплуатацию первый унифицированный энергоблок ВВЭР-1000. Проект АСУ ТП для этого

энергоблока разработан Атомтеплоэлектропроектом при участии организаций и предприятий нескольких министерств (ЦНИИКА, ВТИ и др.). Для этого энергоблока организациями и предприятиями Минприбора были созданы:

1) информационно-вычислительная и управляющая система (УВС) «Комплекс Титан-2» на базе четырехмашинного комплекса СМ-2М и функциональных комплексов связи с объектом (три информационных комплекса М-64) и оперативным персоналом (с широким использованием микропроцессорной техники, цветных и черно-белых дисплеев);

2) распределенная автоматизированная система, состоящая из двух уровней: 1-й уровень — комплекс средств автоматического регулирования и комплекс технических средств (УКТС) для реализации дистанционного управления, технологических блокировок, защиты тепломеханического оборудования и сигнализации его состояния; 2-й уровень — комплекс функционально-группового автоматического управления оборудованием блока (ФГУ) на базе микропрограммируемых контроллеров (МПК);

3) новые высоконадежные датчики, преобразователи, вторичные приборы, а также новый комплекс оперативно-диспетчерского оборудования блочного щита (пункта) управления. АСУ ТП блока № 1 Запорожской АЭС использует шесть мини-ЭВМ типа СМ-2М и четыре типа СМ-1634, а также более 130 микропроцессорных комплексов.

Высокая надежность этой системы обеспечена применением:

децентрализации обработки, управления, распределения автономных средств сбора информации;

дублирования вводов наиболее важных параметров;

одновременного выполнения наиболее важных функций в двух вычислительных комплексах;

резервирования средств представления информации оператору, средств централизованной обработки информации, а также использованием методов мажорирования (многократного резервирования) с логическим выбором для непосредственного цифрового управления и регулирования при реализации функционально-группового управления.

Микропрограммируемые управляющие комплексы (УК) для отдельных функциональных групп (ФГ) оборудования построены на основе устройств логического управления повышенной надежности, выполненных на базе микропрограммируемых контроллеров.

Каждый управляющий комплекс включает в себя три равноценных одновременно функциони-

опирующих МПК. Решения по управлению принимаются в результате мажорирования управляющих команд МПК: при совпадении направления и времени действия команд хотя бы двух из трех МПК управляющая команда центраторы, реализуемые на МПК.

УК и УКТС являются нижним иерархическим уровнем АСУ энергоблока. Они связаны с верхним уровнем блочной УВС через концентраторы, реализуемые на МПК.

Управление и регулирование оборудованием одной ФГ производится в основном с помощью одного УК (за счет объема принимаемой информации, числа каналов управления, а также объема памяти УК).

Микропрограммируемые управляющие комплексы для отдельных функциональных групп оборудования выполняют следующие задачи:

1) сбор и первичную обработку информации от аналоговых и дискретных датчиков;

2) выработку и выдачу УКТС команд на переключение запорной арматуры и механизмов в соответствии с алгоритмами логического управления (алгоритмы шаговые и типа блокировок);

3) выработку и выдачу в УКТС команд непосредственного цифрового регулирования (НЦР) технологических параметров;

4) формирование заданий для НЦР и ап-паратных регуляторов;

5) изменение динамических настроек законов НЦР;

6) управление структурой и включением контуров НЦР;

7) выработку и выдачу в УКТС команд включения и отключения регуляторов, команд на изменение структуры регуляторов;

8) формирование информации о режимах работы УК и о несоответствиях положений механизмов и технологических параметров управляемого оборудования заданным программам управления;

9) обмен информацией с блочными управляющими вычислительными системами УВС.

Реализация всережимных систем управления оборудованием функциональных групп энергоблока 1000 МВт АЭС требует 25—30, а блока 800 МВт ТЭС — 15—20 микропроцессорных управляющих комплексов.

Блочный щит управления (БЩУ) служит для управления энергетическим блоком ТЭС и АЭС. С БЩУ ведутся пуск реактора, выведение его на мощность, пуск турбины, синхронизация генераторов, дистанционное управление системами обеспечения безопасности, а также включение вспомогательных систем. С БЩУ ведется управление блоком в нормальном режиме, в аварийных ситуациях, а также плановый и аварийный остановки реактора и

турбины и расхолаживание реакторной установки.

На оперативной части щита БЩУ расположены приборы и органы управления, осуществляющие управление реактором и его безопасную работу. На БЩУ размещены современные средства представления информации оперативному персоналу: цветные электронно-лучевые индикаторы, малогабаритные цифровые и аналоговые приборы, устройства цифро-буквенной и графической регистрации, табло сигнализации.

Оператор атомного энергоблока с реактором типа РБМК контролирует на цветном экране ЭЛИ картограмму активной зоны реактора, где в виде многоугольников представлены твэлы. На картограмме видно, какие параметры находятся в норме (зеленый цвет), выше нормы (красный) и ниже нормы (фиолетовый цвет). Для определения численного значения параметра оператор вызывает фрагмент картограммы. Верхний номер на этом фрагменте обозначает адрес параметра, а под ним — его значение. На оперативных панелях реакторной установки расположены измерители температуры теплоносителя на входе и выходе реактора, давления в первом контуре, перепада давления в активной зоне, расхода и давления в системе подпитки, расхода теплоносителя по циркуляционным петлям, перепада давления на главных циркуляционных насосах или газодувках, температуры теплоносителя, указатели положения регулирующих стержней.

На пульте реакторной установки расположены приборы управления реактором (пуск, управление в нормальном режиме, останов): индикаторы пуска, задатчики мощности, измерители периода, измерители мощности. Здесь находятся также средства управления: ключи управления (регулирующими органами реактора, ограничителями мощности, регуляторами давления в первом контуре), переключатели, кнопки аварийной защиты. На пульте установлены также органы управления ГЦН, задвижками, подпиточными насосами и вспомогательным оборудованием реакторной установки.

Управление парогенераторами (тракт питания водой, продувка, главные паровые задвижки и система регулирования температуры перегрева) совмещается с управлением реакторной установкой или выделяется к турбинной части БЩУ.

Турбинная и генераторная части БЩУ АЭС аналогичны соответствующим участкам ТЭС.

На турбинной части БЩУ установлены приборы контроля механических величин (частот вращения, теплового расширения ро-

тора и корпуса турбины) и теплового контроля (вакуума в конденсаторе, давления масла в системе смазки и регулирования, температуры подшипников и частей турбины). На генераторной части БЩУ сосредоточено управление генераторами и трансформаторами собственных нужд.

Работа оператора БЩУ по эксплуатации энергоблока может быть представлена как статическая (в нормальных режимах) и динамическая. Динамический характер управления относится к взаимодействию оператора с оборудованием в быстропротекающих переходных процессах, а также связан с аварийными отключениями ГЦН и питательных насосов, аварийными срабатываниями защит. Эти процессы развиваются за небольшое время — от нескольких секунд до десятков минут. Быстрое и правильное решение оператора в этот период имеет большое значение для ликвидации последствий аварийной ситуации.

Опыт эксплуатации АЭС с ВВЭР показывает, что рекомендации УВС оператору по ликвидации аварийной ситуации должны быть основаны на анализе трех групп факторов:

- 1) теплового баланса между первым и вторым контурами;
- 2) материального баланса рабочего тела первого контура;
- 3) материального баланса рабочего тела второго контура.

Среднее время восстановления нагрузки оператором без УВС после отключения турбины составляет до 1 ч, а с учетом УВС — 15—20 мин.

Включение-отключение всех механизмов ФГ, управляемых микропрограммируемыми управляющими комплексами (УК), производится также с пульта БЩУ.

Каждый блок управляется двумя-тремя операторами и оснащается в соответствии с требованиями ядерной безопасности резервным щитом управления (РЩУ).

Местные щиты управления (МЩУ) предназначены для управления вспомогательными общестанционными и блочными системами и используются для постоянного или периодического пребывания оперативного персонала.

Общая координация работы энергоблоков, управление электрическими распределительными устройствами и общестанционными системами осуществляются с центрального щита управления (ЦЩУ), который является рабочим местом дежурного инженера электростанции.

При невозможности управления общестанционным оборудованием (установками специальной водоочистки, бойлерными, вентиляционными системами) с указанных выше щитов на электростанции устанавливается щит общестанционных устройств (ЩОУ).

Глава двадцатая

ГАЗОТУРБИННЫЕ И ПАРОГАЗОВЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ. НОВЫЕ ТИПЫ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

20.1. Схемы и показатели газотурбинных установок электростанций

Газотурбинные электростанции в СССР в качестве самостоятельных энергетических установок получили ограниченное распространение. Серийные газотурбинные установки (ГТУ) обладают невысокой экономичностью, потребляют, как правило, высококачественное топливо (жидкое или газообразное). При малых капитальных затратах на сооружение они характеризуются высокой маневренностью, поэтому в некоторых странах, например в США, их используют в качестве пиковых энергоустановок. ГТУ имеют по сравнению с паровыми турбинами повышенные шумовые характеристики, требующие дополнительной звукоизоляции машинного отделения и воздухозаборных устройств. Воздушный компрессор потребляет значительную долю (50—60%) внутренней мощности газовой турбины. Вслед-

ствие специфического соотношения мощностей компрессора и газовой турбины диапазон изменения электрической нагрузки ГТУ невелик.

Единичная мощность установленных газовых турбин не превышает 100—150 МВт, что значительно меньше требуемой единичной мощности крупных энергоблоков.

Большинство современных ГТУ работает по схеме непрерывного сгорания топлива и выполняется по открытому (разомкнутому) или закрытому (замкнутому) циклу в зависимости от вида сжигаемого топлива.

В ГТУ *открытого цикла* в качестве топлива используется жидкое малосернистое газотурбинное топливо или природный газ, которые подаются в камеру сгорания (рис. 20.1). Необходимый для сгорания топлива воздух очищается в комплексном воздухоочистительном устройстве (фильтре) и сжимается в компрессоре до давления $p_{к.к} = 0,6 \div 2$ МПа. Для получения заданной температуры газов перед

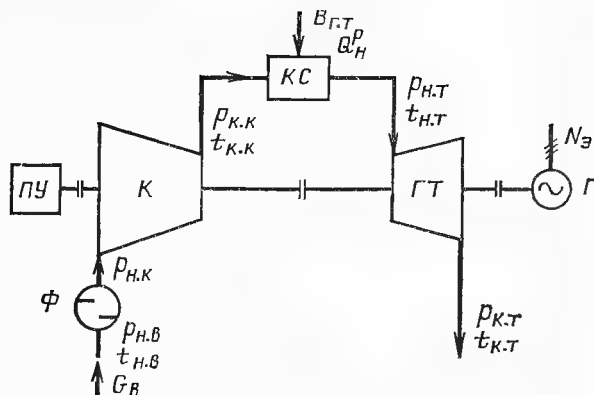


Рис. 20.1. Принципиальная тепловая схема ГТУ открытого цикла:

К — воздушный компрессор; ГТ — газовая турбина; Г — электрогенератор; ПУ — пусковое устройство; Ф — воздушный фильтр; КС — камера сгорания топлива

газовой турбиной $t_{н.т} = 750 \div 1200^\circ\text{C}$ в камере сгорания поддерживается нужный избыток воздуха (2,5—5,0) с учетом теоретической температуры горения топлива, вида топлива, способа его сжигания и др. Горячие газы являются рабочим телом в газовой турбине, где они расширяются, а затем при температуре $t_{к.т} = 450 \div 550^\circ\text{C}$ выбрасываются в дымовую трубу.

ГТУ замкнутого цикла (рис. 20.2) позволяют использовать как твердое, так и высокосернистое жидкое топливо (мазут), сжигаемое в камере сгорания, где установлен подогреватель рабочего тела, обычно воздуха. Включение в схему воздухоохладителя уменьшает работу сжатия в компрессоре, а регенератора — повышает экономичность ГТУ. Пока не получили применения ГТУ замкнутого цикла с другими рабочими телами (гелий и т. п.).

Основные преимущества ГТУ для энергосистемы заключаются в их мобильности. В зависимости от типа установки ее время пуска и нагружения составляет 5—20 мин. ГТУ характеризуются более низкой удельной стоимостью (на 50—80% меньше, чем у базовых

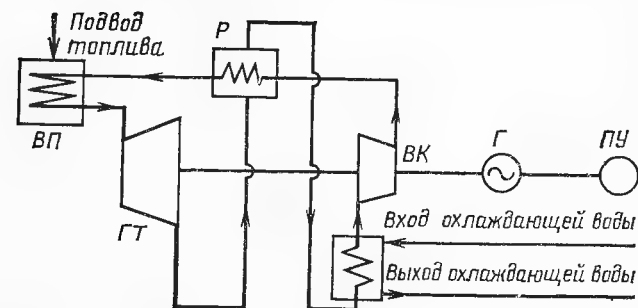


Рис. 20.2. Принципиальная схема ГТУ закрытого цикла: ВП — воздухоподогреватель; ГТ — газовая турбина; Р — регенератор; ВК — воздушный компрессор; Г — электрогенератор; ПУ — пусковое устройство

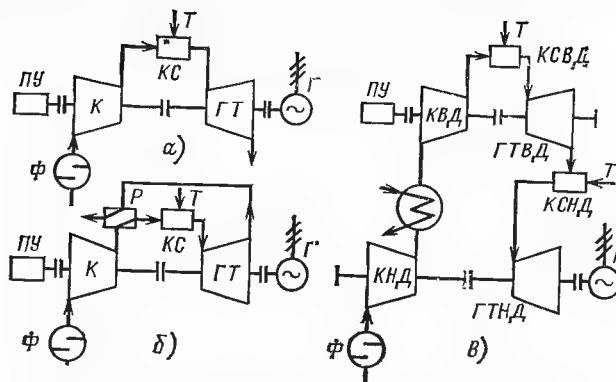


Рис. 20.3. Конструктивные схемы различных типов ГТУ:

а — ГТУ простого цикла без регенерации; б — ГТУ простого цикла с регенератором теплоты уходящих газов; в — двухвальная ГТУ с двухступенчатым подводом теплоты топлива; Т — подвод топлива; КВД, КНД — воздушные компрессоры высокого и низкого давления; ГТВД, ГТНД — газовые турбины высокого и низкого давления

энергоблоков), высокой степенью готовности к пуску, отсутствием потребности в охлаждающей воде, возможностью быстрого строительства ТЭС при малых габаритах электростанции и незначительном загрязнении окружающей среды. Вместе с тем ГТУ имеют невысокий КПД производства электроэнергии (28—30%), заводское изготовление их сложнее, чем паровых турбин, они нуждаются в дорогих и дефицитных видах топлива. Эти обстоятельства определили и наиболее рациональную область использования ГТУ в энергосистеме в качестве пиковых и обычно автономно запускаемых установок с использованием установленной мощности 500—1000 ч/год. Для таких установок предпочтительна конструктивная схема в виде одновальной ГТУ простого цикла без регенерации или с регенератором теплоты уходящих газов (рис. 20.3, а, б). Такая схема характеризуется большой простотой и компактностью установки, которая в значительной степени изготавливается и монтируется на заводе. Энергетические ГТУ, эксплуатация которых планируется в полубазовой части графика электрической нагрузки, экономически оправдано выполнять по более сложной конструктивной схеме (рис. 20.3, в).

В Советском Союзе работают газотурбинные электростанции с ГТУ типов ГТ-25-700, ГТ-45-3, ГТ-100-750-2 и других с начальной температурой газов перед газовой турбиной $700 \div 950^\circ\text{C}$. Ленинградским металлическим заводом разработаны проекты новой серии ГТУ мощностью 125—200 МВт при начальной температуре газов соответственно 950, 1100 и 1250°C . Они выполнены по простой схеме с открытым циклом работы, одновальными, без регенератора (табл. 20.1). Тепловая схе-

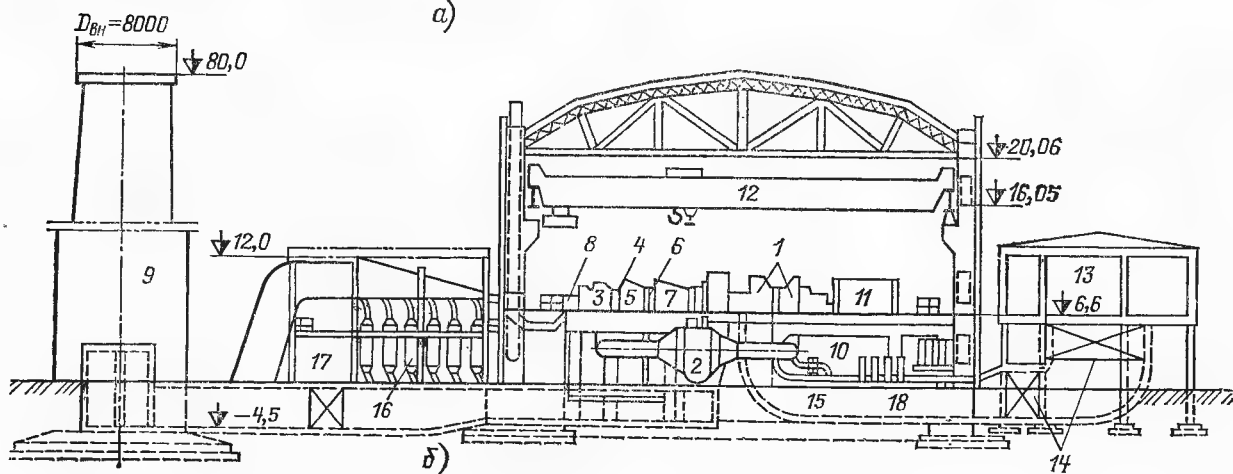
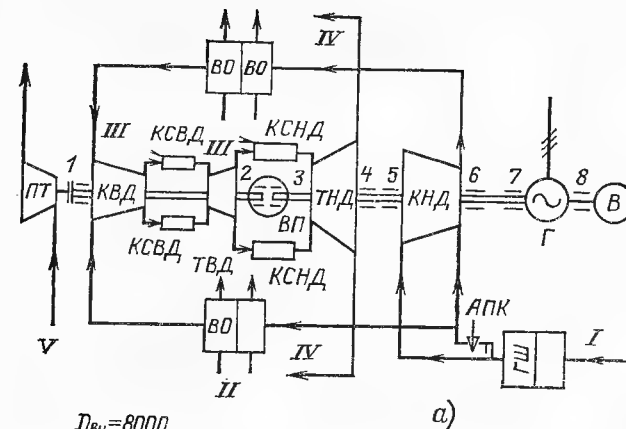


Рис. 20.4. Газотурбинная установка ГТ-100-750-2 ЛМЗ:

а — тепловая схема: I — 8 — подшипники ГТУ; I — воздух из атмосферы; II — охлаждающая вода; III — топливо (природный газ); IV — уходящие газы; V — пар к пусковой турбине ($p=1,2$ МПа, $t=235^\circ\text{C}$); ГШ — глушитель шума; КНД — компрессор низкого давления; ВО — воздухоохладители; КВД — компрессор высокого давления; КСВД — камера сгорания высокого давления; ТВД — турбина высокого давления; КСНД — камера сгорания низкого давления; ТНД — турбина низкого давления; ВП — внутренний подшипник; В — возбуждатель; ПТ — пусковая турбина; АПК — антипомпажные клапаны за КНД; 6 — компоновка (поперечный разрез): 1 — КНД; 2 — ВО; 3 — КВД; 4 — КСВД; 5 — ТВД; 6 — КСНД; 7 — ТНД; 8 — ПТ; 9 — дымовая труба; 10 — антипомпажный клапан (АПК); 11 — электрогенератор (Г); 12 — мостовой кран; 13 — фильтры для очистки воздуха; 14 — глушители шума; 15 — маслонасосы системы регулирования; 16 — теплофикационные подогреватели; 17 — шиберы на выхлопных газоходах; 18 — маслоохладители

ма газотурбинной установки ГТ-100-750-2 ЛМЗ показана на рис. 20.4,а, а компоновка электростанции с такими турбинами — на рис. 20.4,б. Эти ГТУ эксплуатируются на Краснодарской ТЭЦ, на ГРЭС им. Классона Мосэнерго, на пиковой ТЭС в г. Инота Венгерской Народной Республики и др.

Жидкое газотурбинное топливо, применяемое для отечественных ГТУ, на электростанции подвергается фильтрации и промывке от солей щелочных металлов. Затем в топливо добавляют присадку с содержанием магния

для предотвращения ванадиевой коррозии. По данным эксплуатации такая подготовка топлива способствует длительной работе газовых турбин без загрязнения и коррозии проточной части.

Ростовским отделением АТЭП разработан типовой проект пиковой газотурбинной электростанции с ГТУ ГТЭ-150-1100. На рис. 20.5 приведена принципиальная тепловая схема такой ГТУ, рассчитанной на сжигание жидкого газотурбинного топлива или природного газа. ГТУ выполнена по простой открытой

Таблица 20.1

Газотурбинная установка	Показатели ГТУ				
	Электрическая мощность, МВт	Расход воздуха через компрессор, кг/с	Степень сжатия в компрессоре	Начальная температура газов, $^\circ\text{C}$	Электрический КПД, %
ГТ-25-700*	25	194,5	4,7/9,7	700	27
ГТ-35-770	35	213	6,7	770	27,5
ГТЭ-45-2**	54,3 (52,9)	271	7,7	900	28 (27,6)
ГТ-100-750-2М*	105	460	4,5/6,4	750/750	29
ГТЭ-150	150	630	13	1100	31
ГТЭ-200	200	630	15,6	1250	34
М9 7001 «Дженерал электрик»	59	239	9,6	980	30,7

* Турбина и компрессор двухваловые; вал с турбиной и компрессором высокого давления имеет повышенную частоту вращения.
 ** При работе на природном газе (жидком газотурбинном топливе).

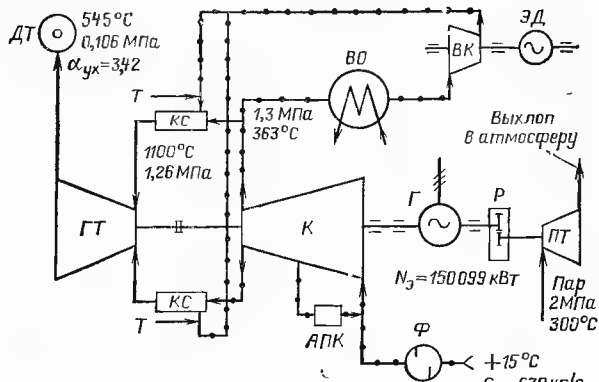


Рис. 20.5. Принципиальная тепловая схема газотурбинной установки ЛМЗ ГТЭ-150-1100:

ВК — вспомогательный компрессор пневмораспыления топлива; ПТ — паровая турбина; Р — редуктор блока разгонного устройства; ЭД — электродвигатель вспомогательного компрессора; ГТ — газовая турбина; Т — подвод жидкого топлива, соответствующего ГОСТ 10743-75, $Q_{вн}=42,32$ МДж/кг (10 110 ккал/кг); ДТ — дымовая труба; АПК — антипомпажный клапан

схеме, роторы газовой турбины и компрессора расположены в одном транспортабельном корпусе, что значительно сокращает сроки монтажа и трудозатраты. Газотурбинные агрегаты устанавливаются поперечно в машинном зале электростанции с пролетом 36 и ячейкой блока в 24 м. Дымовые газы отводятся в дымовую трубу высотой 120 м с тремя металлическими газоотводящими стволами.

Важной особенностью газотурбинных установок является зависимость их показателей от параметров наружного воздуха, а в первую

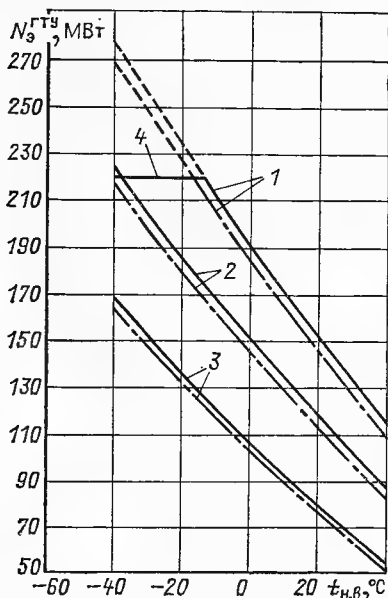


Рис. 20.6. Зависимость электрической мощности ГТУ $N_{э ГТУ}$ от температуры наружного воздуха $t_{н,в}$:

1 — $t_{н,т}=1100^\circ\text{C}$; 2 — $t_{н,т}=950^\circ\text{C}$; 3 — $t_{н,т}=800^\circ\text{C}$; 4 — $N_{э ГТУ} = N_{э макс}$; — работа ГТУ на природном газе; — — — работа ГТУ на жидком топливе

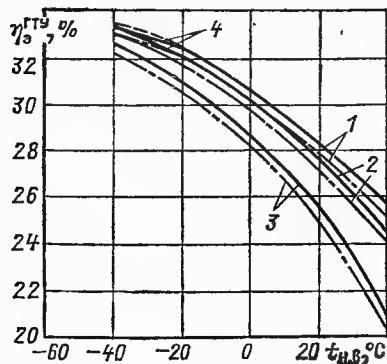


Рис. 20.7. Зависимость электрического КПД ГТУ $\eta_{э ГТУ}$ от температуры наружного воздуха $t_{н,в}$ (обозначения см. на рис. 20.6)

очередь от его температуры. Под ее влиянием изменяется расход воздуха через компрессор, соотношение внутренних мощностей компрессора и газовой турбины и в итоге — электрическая мощность ГТУ и ее КПД. В МЭИ выполнены многовариантные расчеты работы ГТЭ-150 на жидком газотурбинном топливе и на тюменском природном газе в зависимости от температуры и давления наружного воздуха (рис. 20.6, 20.7). Полученные результаты подтверждают повышение тепловой экономичности ГТУ с ростом температуры газов перед газовой турбиной $t_{н,т}$ и с понижением температуры наружного воздуха $t_{н,в}$. Повышение температуры от $t_{н,т}=800^\circ\text{C}$ до $t_{н,т}=1100^\circ\text{C}$ повышает электрический КПД ГТУ на 3% при $t_{н,в}=-40^\circ\text{C}$ и на 19% при $t_{н,в}=+40^\circ\text{C}$. Понижение температуры наружного воздуха с $+40$ до -40°C приводит к значительному увеличению электрической мощности ГТУ. Для различных начальных температур это увеличение составляет 140—160%. Для ограничения роста мощности ГТУ при понижении температуры наружного воздуха и с учетом возможности перегрузки электрогенератора (в рассматриваемом случае типа ТГВ-200) приходится воздействовать либо на температуру газов перед газовой турбиной, уменьшая расход топлива (кривые 4 на рис. 20.6 и 20.7), либо на температуру наружного воздуха, подмешивая небольшое количество уходящих газов (2—4%) к засасываемому компрессором воздуху. Постоянный расход воздуха в диапазоне нагрузок 100—80% можно поддерживать также прикрытием входного направляющего аппарата (ВНА) компрессора ГТУ.

Изменение электрического КПД в сторону его уменьшения особенно значительно при температуре наружного воздуха выше $5-10^\circ\text{C}$ (рис. 20.7). С повышением температуры наружного воздуха от $+15$ до $+40^\circ\text{C}$ этот КПД уменьшается на 13—27% в зависимости

от температуры газов перед газовой турбиной и вида сжигаемого топлива.

Повышение наружной температуры воздуха увеличивает коэффициент избытка воздуха за газовой турбиной и температуру уходящих газов, что способствует ухудшению энергетических показателей ГТУ.

Повышение атмосферного давления приводит к повышению расхода воздуха через компрессор вследствие увеличения плотности воздуха. С ростом этого давления в диапазоне $p_{н.в.}=96\div 107$ кПа (720—800 мм рт. ст.) при постоянном значении температуры наружного воздуха электрическая мощность ГТУ возрастает примерно на 10%, тогда как электрический КПД установки остается практически постоянным.

Расчет принципиальной тепловой схемы ГТУ производят, последовательно рассчитывая показатели работы компрессора и газовой турбины. Для определения энергетических показателей одноступенчатой простой ГТУ (см. рис. 20.1) с достаточной точностью можно использовать следующие зависимости:

Мощность, кВт, привода компрессора

$$N_k = c_p T_{н.в.} \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{G_b}{\eta_k}, \quad (20.1)$$

где c_p — удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К); $T_{н.в.}$ — температура наружного воздуха, К; π_k — степень сжатия воздуха в компрессоре; $k=c_p/c_v$ — показатель изэнтропы; $\eta_k=0,84\div 0,88$ — политропный КПД компрессора; G_b — расход воздуха через компрессор, кг/с.

Расход топлива в камере сгорания, кг/с,

$$B_{г.т} = \frac{(c_p^{н.т.} T_{н.т.} - c_p^{к.т.} T_{к.т.})(G_b - G_{ут} - G_{охл.})}{Q_{н.п} \eta_{к.с}}, \quad (20.2)$$

где $T_{к.т.}$ — температура воздуха за компрессором, °С; $G_{ут} \approx 0,005 G_b$ — утечка воздуха через концевые уплотнения компрессора, кг/с; $G_{охл.} \approx 2,2 \cdot 10^{-4} (t_{н.л.} - 750) G_b$ — расход воздуха на охлаждение лопаточного аппарата газовой турбины, кг/с; $\eta_{к.с} \approx 0,98$ — КПД камеры сгорания.

Внутренняя мощность газовой турбины, кВт,

$$N_{г.т.} = (h_{н.т.} - h_{к.т.}) \psi (G_b - G_{ут} - G_{охл.} + B_{г.т.}). \quad (20.3)$$

Энтальпию газов $h_{н.т.}$, $h_{к.т.}$, кДж/кг, при температурах на входе и выходе газовой турбины приближенно можно определить по выражению

$$h_b = 579 + 1,12 (t_b - 300). \quad (20.4)$$

Поправочный коэффициент, учитывающий влияние сжигаемого топлива на состав газов, можно оценить приближенно: $\psi=1,0125$ при сжигании жидкого топлива, $\psi=1,027\div 1,030$ при сжигании природного газа.

Температуру газов за газовой турбиной, °С,

$$t_{к.т.} = t_{н.т.} - T_{н.т.} \left(1 - \frac{1}{\pi_k^{\frac{k-1}{k}}} \right) \eta_{г.т.} \quad (20.5)$$

определяют, принимая сначала $k=1,35\div 1,36$; внутренний относительный КПД газовой турбины $\eta_{г.т.}=0,86\div 0,89$; $\pi_{г.т.}=p_{н.т.}/p_{к.т.}$ — степень расширения газов в газовой турбине с учетом потерь давления воздуха в камере сгорания и на выходе турбины. По полученному значению $t_{к.т.}$ определяют значение $k_{к.т.}$, а затем рассчитывают истинное значение температуры $t_{к.т.}$, подставляя в (20.5) значения $k=0,5(k_{н.т.}-k_{к.т.})$.

Электрическая мощность ГТУ, кВт,

$$N_g = (N_{г.т.} - N_k) \eta_m \eta_g, \quad (20.6)$$

где $\eta_m \eta_g \approx 0,98$.

Электрический КПД ГТУ

$$\eta_{г.т.} = N_g / (B_{г.т.} Q_{н.п.}). \quad (20.7)$$

20.2. Парогазовые установки электростанций

Сочетание паротурбинной и газотурбинной установок, объединяемых общим технологическим циклом, называют парогазовой установкой (ПГУ) электростанции. Соединение этих установок в единое целое позволяет снизить потерю теплоты с уходящими газами ГТУ или парового котла, использовать газы за газовыми турбинами в качестве подогретого окислителя при сжигании топлива, получить дополнительную мощность за счет частичного вытеснения регенерации паротурбинных установок и в конечном итоге повысить КПД парогазовой электростанции по сравнению с паротурбинной и газотурбинной электростанциями.

Применение ПГУ для современной энергетики — наиболее эффективное средство значительного повышения тепловой и общей экономичности электростанций на органическом топливе. Лучшие из действующих ПГУ имеют КПД до 46%, а проектируемые — до 48—49%, т. е. выше, чем на проектируемых МГД-установках.

Среди различных вариантов ПГУ наибольшее распространение получили следующие схемы: ПГУ с высоконапорным парогенератором (ВПГ), ПГУ со сбросом газов газовой турбины в толку парового котла, ПГУ с утилизационным паровым котлом (УПК), полузависимые ПГУ, ПГУ с внутрицикловой газификацией твердого топлива.

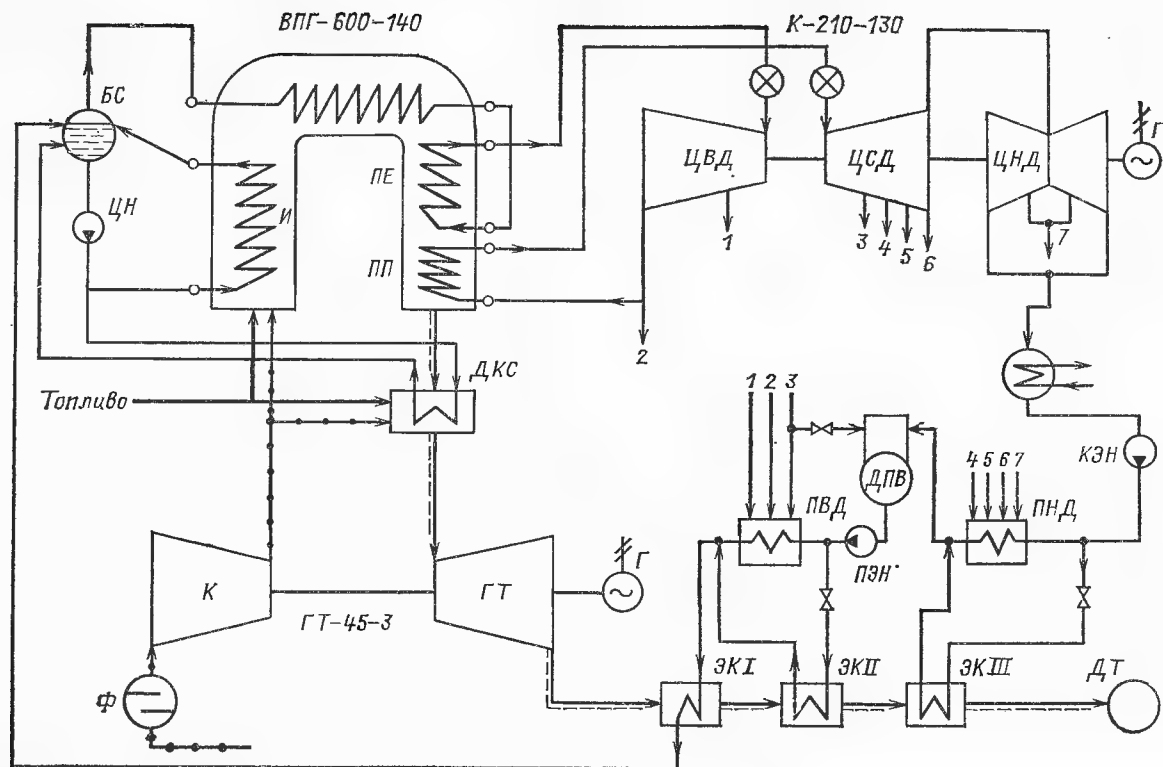


Рис. 20.8. Принципиальная тепловая схема парогазовой установки ПГУ-250 с высоконапорным парогенератором ВПГ-600-140:

БС — барабан-сепаратор; ПЕ — пароперегреватель; ПП — промежуточный перегреватель; И — испарительные поверхности нагрева; ЦН — циркуляционный насос; ЭКИ — ЭКИII — газодводяные экономайзеры утилизации теплоты уходящих газов ГТУ; ДПВ — деаэрактор питательной воды; ДКС — дополнительная камера сгорания

Разработанные в НПО ЦКТИ ПГУ с высоконапорным парогенератором работают на природном газе или на жидком газотурбинном топливе (рис. 20.8). Воздушный компрессор подает сжатый воздух в кольцевой зазор корпуса ВПГ и в дополнительную камеру сгорания ДКС, где его температура повышается. Горячие газы после сжигания топлива в топочной камере имеют давление 0,6—1,2 МПа в зависимости от давления воздуха за компрессором и используются для генерации пара и его перегрева. После промежуточного перегревателя — последней поверхности нагрева ВПГ — газы с температурой примерно 700°C поступают в дополнительную камеру сгорания, где догреваются до 900°C и поступают в газовую турбину. Отработавшие в газовой турбине газы направляются в трехступенчатый газодводяной экономайзер, где они охлаждаются питательной водой и основным конденсатом паровой турбины. Такое подключение экономайзеров обеспечивает постоянную температуру уходящих газов 120—140°C перед их выходом в дымовую трубу. Вместе с тем в такой ПГУ происходит частичное вытеснение регенерации и увеличение мощности паротурбинной установки.

Высоконапорный парогенератор является общей камерой сгорания топлива для паротурбинной и для газотурбинной установки. Особенностью такой ПГУ является и то, что избыточное давление газов в схеме позволяет не устанавливать дымососы, а воздушный компрессор заменяет дутьевой вентилятор; отпадает необходимость в воздухоподогревателе. Пар из ВПГ направляется в паротурбинную установку, имеющую обычную тепловую схему.

Существенным преимуществом данной установки является уменьшение габаритов и массовых показателей ВПГ, работающего при давлении в газовом тракте 0,6—1,2 МПа. Высоконапорный парогенератор целиком изготавливается в заводских условиях. В соответствии с требованиями транспортировки паропроизводительность одного корпуса ВПГ не превышает $350 \cdot 10^3$ кг/ч. Парогенератор ВПГ-650-140-545/545 ПО ТКЗ, например, состоит из двух корпусов. Его газоходы экранированы сварными газоплотными панелями из оребренных труб.

ПГУ с ВПГ целесообразно применять при умеренных температурах газов перед ГТУ. С увеличением этой температуры уменьшается

доля теплоты, передаваемой газами поверхности нагрева высоконапорного парогенератора.

Автономная работа паровой ступени ПГУ с ВПГ невозможна, что является недостатком этой схемы, требующей равной надежности газотурбинной установки, паровой турбины, парогенератора. Применение ГТУ со встроенными камерами сгорания (например, ГТЭ-150) также недопустимо.

Использование ПГУ с ВПГ перспективно в схемах с внутрицикловой газификацией угля.

На рис. 20.9 показана компоновка ПГУ-200-250 с турбинами К-160-130 и ГТ-35-770 или К-210-130 и ГТ-45-3. Аналогичная установка ряд лет успешно работает на Невинномысской ГРЭС. Применение таких ПГУ способно обеспечивать экономию топлива на ТЭС на 15%, снижение удельных капиталовложений на 12—20%, снижение металлоемкости оборудования на 30% по сравнению с паротурбинной ГРЭС.

ПГУ со сбросом газов газовой турбины в топку парового котла характеризуются тем, что уходящие газы газовой турбины являются высокоподогретым (450—550°C) забалластированным окислителем с содержанием кислорода 14—16%. По этой причине их целесообразно использовать для сжигания основной массы топлива в паровом котле (рис. 20.10). ПГУ по такой схеме реализована и успешно работает на Молдавской ГРЭС (станционные энергоблоки № 11 и 12). Для ПГУ использо-

вано серийное оборудование: паровая турбина К-210-130 ПОТ ЛМЗ на параметры пара 13 МПа, 540/540°C, газовая турбина ГТ-35-770 ПОАТ ХТЗ, электрогенераторы паровой и газовой ступеней ТГВ-200 и ТВФ-63-243, однокорпусный паровой котел с естественной циркуляцией типа ТМЕ-213 производительностью $670 \cdot 10^3$ кг/ч. Котел поставляется без воздухоподогревателя и может работать как «под наддувом», так и с уравновешенной тягой. Для этого в схеме предусмотрены дымососы ДС. Данная схема ПГУ позволяет работать в трех различных режимах: режим ПГУ и режимы автономной работы газовой и паровой ступеней.

Основным является режим работы установки по парогазовому циклу. Уходящие газы газовой турбины (в ее камере сгорания сжигается жидкое газотурбинное топливо) подаются в основные горелки котла. В горелки поступает и подогретый в калорифере недостающий для процесса горения воздух, нагнетаемый вентилятором дополнительного воздуха ВДВ. Уходящие газы парового котла охлаждаются в экономайзерах высокого и низкого давления и затем направляются в дымовую трубу. Через экономайзер высокого давления ЭКВД как в режиме ПГУ, так и при автономной работе паровой ступени подается примерно 50% питательной воды после питательных насосов. Затем вся питательная вода поступает в основной экономайзер котла с температурой 250°C. В экономайзер низкого давления ЭКНД поступает основной конден-

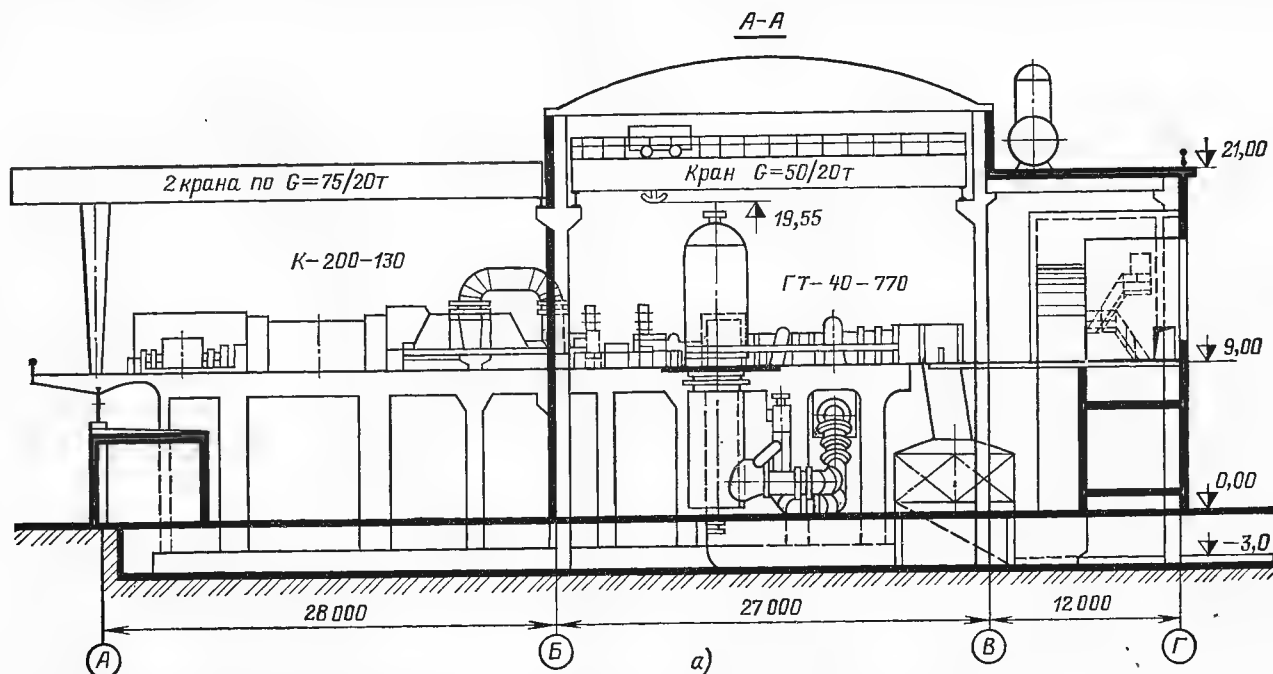


Рис. 20.9. Компоновка главного корпуса ПГУ-250 с высоконапорным парогенератором:

а — поперечный разрез; б — план; обозначения см. на рис. 20.8

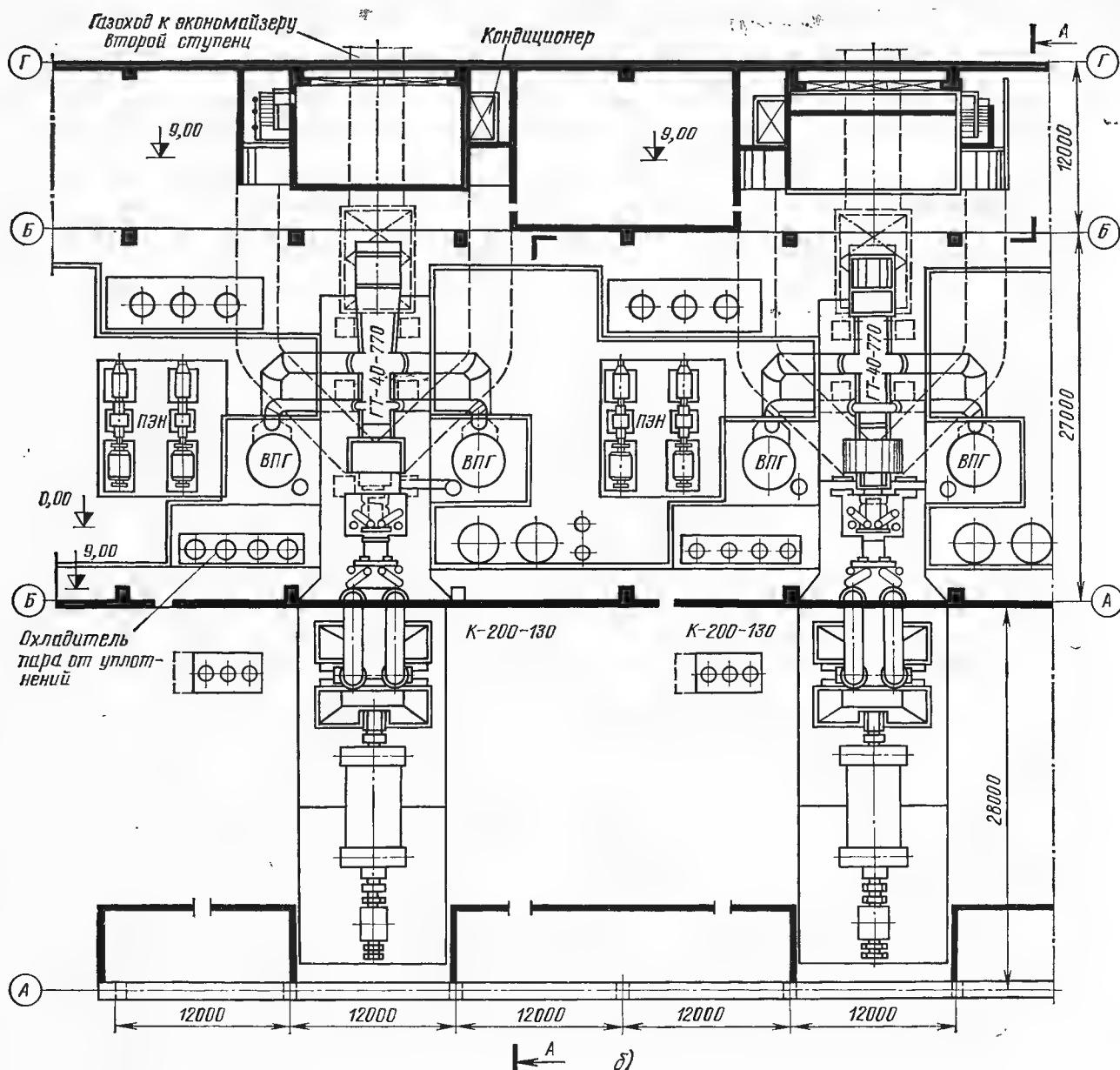


Рис. 20.9. Продолжение

сат турбины после ПНД5 (при нагрузках больше 50%) либо после ПНД4 (при нагрузках ниже 50%). В связи с этим регенеративные отборы паровой турбины частично разгружены, а давление пара в ее проточной части несколько возрастает; увеличен пропуск пара в конденсатор турбины.

При автономной работе паровой ступени воздух, необходимый для сжигания топлива в котле, подается дутьевым вентилятором ДВ в калориферы, где подогревается до 180°C и затем направляется в горелки. Паровой котел работает под разрежением, создаваемым дымососами ДС. При автономной работе газовой ступени уходящие газы направляются в дымовую трубу.

Возможность работы ПГУ в различных режимах обеспечена установкой автоматически управляемой системы быстросазорных газоздушных шиберов (заслонок) большого диаметра, монтируемых на газозвоздуховодах для отключения того или иного элемента установки. Это удорожает схему и снижает ее надежность.

С повышением температуры газов перед газовой турбиной ПГУ и при более низкой степени сжатия воздуха в компрессоре содержание кислорода в уходящих газах газовой турбины уменьшается, что требует подачи дополнительного количества воздуха. Это приводит к увеличению объема газов, проходящих через конвективные поверхности нагрева

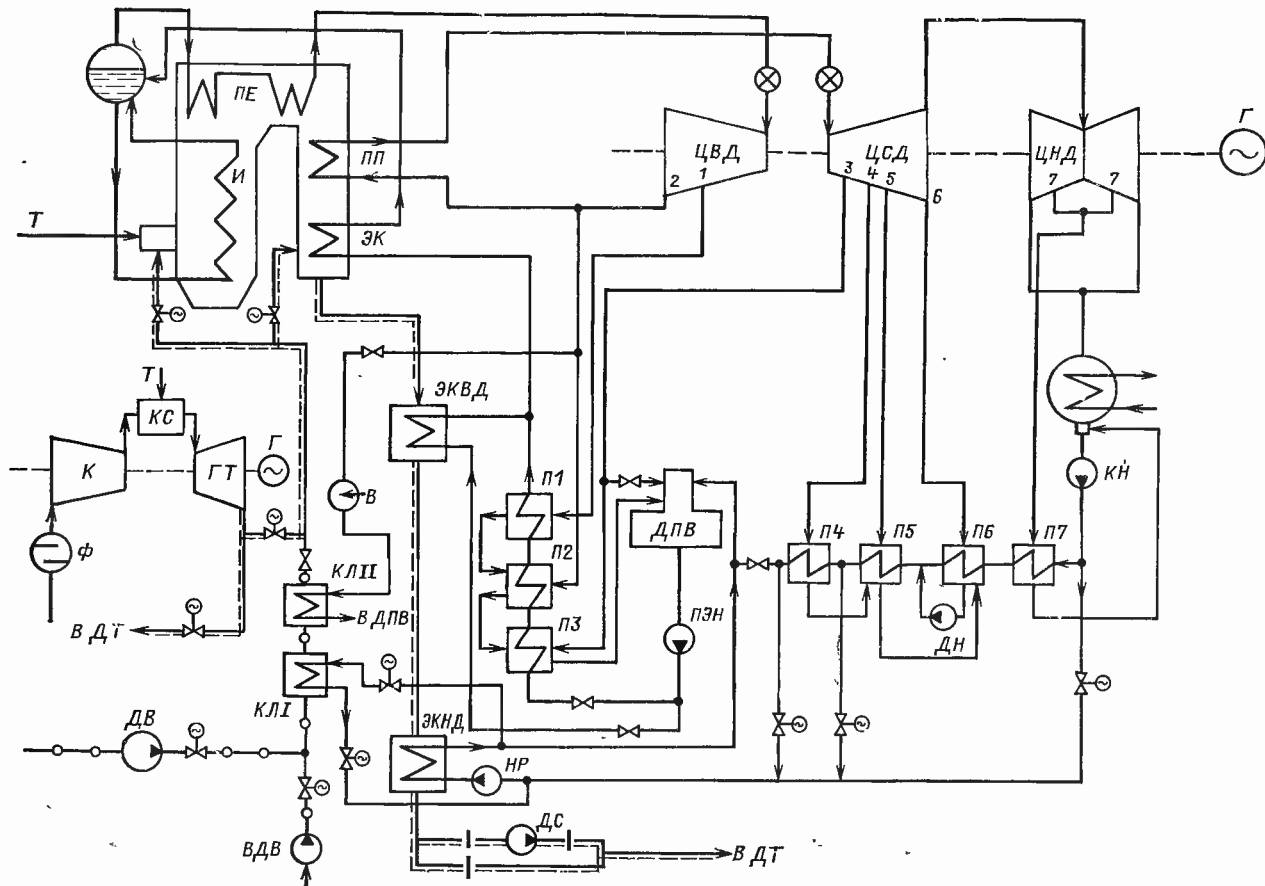


Рис. 20.10. Принципиальная тепловая схема ПГУ-250 со сбросом газов ГТУ в топку парового котла:

ПЕ — пароперегреватель свежего пара; ПП — промежуточный пароперегреватель; ЭК, ЭКВД, ЭКНД — экономайзеры: основной, высокого и низкого давления; П1 — П7 — подогреватели системы регенерации паровой ступени; ДПВ — деаэрактор питательной воды; ПЭН, КН, ДН — питательный, конденсатный, дренажный насосы; НР — насос рециркуляции основного конденсата в ЭКНД; ДВ, ВДВ — вентиляторы дутьевой и дополнительного воздуха; КЛ1, КЛ2 — калориферы первой и второй ступеней; В — впрыск питательной воды из промежуточной ступени ПЭН; ДС — дымосос.

парового котла, а также потерь теплоты с уходящими газами q_2 . Возрастает и расход электроэнергии на привод дутьевого вентилятора. При сжигании в котле твердого топлива подогретый воздух используется в системе пылеприготовления.

Опыт эксплуатации ПГУ-250 на Молдавской ГРЭС показал, что ее экономичность в значительной степени зависит от нагрузки паровой и газовой ступеней. Удельный расход условного топлива при номинальной нагрузке 240—250 МВт достигает 315 г/(кВт·ч).

Парогазовые электростанции подобного типа широко распространены за рубежом (США, Англия, ФРГ и др.). Преимущество ПГУ этого типа заключается в том, что используется паровой котел обычной конструкции, в котором возможно применение любого вида топлива, в том числе твердого. В камере сгорания ГТУ сжигают не более 15—20% необходимого для всей ПГУ топлива, что уменьшает потребление его дефицитных сор-

тов. Пуск такой ПГУ обычно начинают с пуска ГТУ, использование теплоты уходящих газов которой позволяет поднять в паровом котле параметры пара и сократить количество топлива, расходуемого на пуск паротурбинного оборудования.

ПГУ с утилизационными паровыми котлами позволяют использовать уходящие газы газовых турбин для генерации пара. На таких установках возможна реализация чисто бинарного цикла без дополнительного сжигания топлива с получением пара низких параметров. На рис. 20.11 приведена предложенная МЭИ схема такой ПГУ, в которой используются газовая турбина ГТЭ-150-1100 и турбина насыщенного пара К-70-29, применяемая на АЭС. Параметры пара перед турбиной 3 МПа, 230 °С. По условию допустимых температурных перепадов между газами и паром и наиболее полного использования теплоты уходящих газов промежуточный пароперегреватель выполнен газопаровым и раз-

основном), в испарительных и экономайзерных поверхностях нагрева и при температуре $\sim 125^{\circ}\text{C}$ направляются в дымовую трубу. Специфической особенностью котла является его работа при значительном массовом расходе газов. Отношение его паропроизводительности к расходу продуктов сгорания в 5—6 раз ниже, чем у обычных паровых котлов энергоблоков. В результате этого минимальный температурный напор перемещается из зоны промежуточного пароперегревателя (для прямоточного газомазутного котла) на горячий конец экономайзера. Небольшое значение этого температурного напора ($20\text{—}40^{\circ}\text{C}$) заставило конструкторов УПК выполнить экономайзер из оребренных труб диаметром 42×4 мм, что снизило его массу, но повысило аэродинамическое сопротивление котла. Вследствие этого несколько уменьшилась электрическая мощность газотурбинной установки и всей ПГУ.

Основным режимом ПГУ-800 является ее работа по парогазовому циклу, при этом утилизационный паровой котел работает под наддувом. Преимущество таких ПГУ — возможность режимов автономной работы газовой и паровой ступеней. Самостоятельная работа ПГУ происходит при несколько пониженной мощности в связи с повышенным сопротивлением выхлопа, осуществляемого транзитом газов через котел-утилизатор. Для обеспечения автономной работы паротурбинного блока необходимо некоторое усложнение схемы, в которую дополнительно должны быть включены шиберы и дымососы. При таком режиме работы закрывают шиберы 1 и 2 (рис. 20.12) и открывают шиберы 3—5. Основное количество уходящих газов котла (около 70%) обогащают воздухом и при помощи дымососа рециркуляции ДР с температурой 80°C направляют к дополнительным горелкам перед котлом. При этом количество сжигаемого в УПК топлива возрастает втрое. Неиспользованное количество уходящих газов котла (около 30%) дымососом ДС сбрасывают в дымовую трубу.

Для работы ПГУ на резервном жидком газотурбинном топливе необходимо предусмотреть в тепловой схеме дополнительный подогрев воды до $130\text{—}140^{\circ}\text{C}$ во избежание коррозии хвостовых поверхностей нагрева. Такой режим работы окажется поэтому менее экономичным.

ПГУ с утилизационными паровыми котлами обладают высокой маневренностью. Они рассчитаны примерно на 160 пусков в год; время пуска после простоя 6—8 ч равно 60 мин, а после останова на 40—48 ч — 120 мин. При разгрузке ПГУ в первую очередь уменьшают нагрузку газотурбинных

агрегатов со 100 до 80% прикрытием входных направляющих аппаратов (ВНА) компрессоров. Дальнейшее понижение нагрузки производят уменьшением расхода топлива, сжигаемого в горелках УПК, снижением паропроизводительности последнего с сохранением температуры газов перед газовыми турбинами. При достижении 50% номинальной нагрузки ПГУ одна из ГТУ и соответствующий ей корпус УПК отключаются. С понижением нагрузки паровой ступени и паропроизводительности УПК происходит перераспределение температур по тракту, а температура уходящих газов увеличивается до $170\text{—}190^{\circ}\text{C}$ (при 50% нагрузке котла). Это повышение температуры недопустимо по условиям работы дымососов и дымовой трубы. Для поддержания допустимой температуры уходящих газов утилизационный паровой котел при пониженных нагрузках переводится с прямоточного в сепараторный режим работы со сбросом избыточной теплоты в конденсатор паровой турбины. В схеме паротурбинной установки предусмотрены встроенный сепаратор и растопочный расширитель. Переход на сепараторный режим повышает расход топлива на ПГУ по сравнению с прямоточным режимом работы на 5—10%.

ПГУ с утилизационными паровыми котлами целесообразно устанавливать в газонасыщенных районах Западной Сибири, Средней Азии и др. По данным ВТИ ПГУ-800 обладает высокими энергетическими показателями. При температуре наружного воздуха $+5^{\circ}\text{C}$, температуре газов перед газовыми турбинами 1100°C мощность ПГУ составит примерно 766 МВт, а удельный расход условного топлива (нетто) — $266 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$. С изменением температуры воздуха в пределах от $+40$ до -40°C мощность ПГУ изменяется в диапазоне 550—850 МВт вследствие значительного изменения мощности двух ГТУ. Экономия от внедрения ПГУ-800 вместо обычного энергоблока 800 МВт составит в год $5,7\cdot 10^6$ руб. ($204\cdot 10^6$ кг условного топлива).

Вариант компоновки главного корпуса ПГУ-800 по проекту ВТИ и АТЭП приведен на рис. 20.13. Расчетные капиталовложения в главный корпус ПГУ составляют 89 руб/кВт. Его сооружение позволит сэкономить на КЭС с шестью блоками ПГУ-800 по сравнению с установкой шести газомазутных энергоблоков 800 МВт до $9\cdot 10^6$ кг стали и до $8\cdot 10^6$ кг железобетона.

Сочетание газотурбинных и паротурбинных установок с использованием типового серийного оборудования осуществляется в *полузависимой парогазовой установке* (рис. 20.14). Она предназначена для использования при прохождении пиков графика

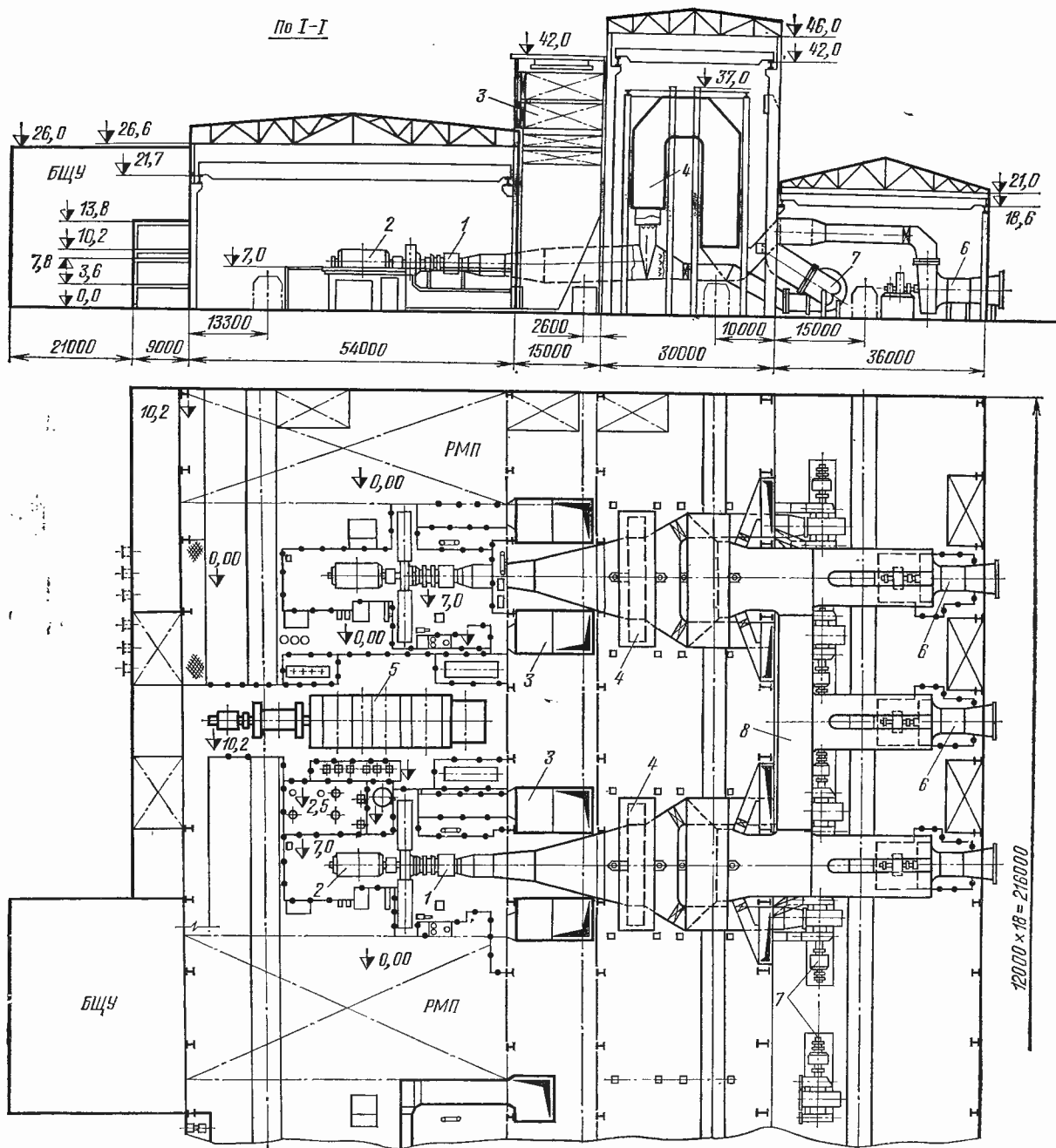


Рис. 20.13. Вариант компоновки главного корпуса парогазовой установки ПГУ-800:

1 — газовая турбина ГТЭ-150-1100; 2 — электрический генератор ГТУ; 3 — забор воздуха в компрессор ГТУ; 4 — утилизационный паровой котел; 5 — паровая турбина К-500-166; 6 — дымосос; 7 — дутьевой вентилятор; 8 — газоход

электрической нагрузки и предполагает полное или частичное отключение подогревателей высокого давления по пару. В результате его пропуск через проточную часть паровой турбины повышается и реализуется прирост мощности паровой ступени примерно 10—11%. Понижение температуры питательной воды компенсируется ее дополнительным подогревом в газодляном экономайзере уходящими

газами газовой турбины. Температура уходящих газов ГТУ снижается при этом примерно до 190°C. Суммарный прирост пиковой мощности с учетом работы ГТУ составляет 35—45% базовой мощности паротурбинного блока. Удельный расход условного топлива близок к расходу при автономной работе этого блока.

Полуавтономные ПГУ целесообразно устанавливать в европейской части СССР. По

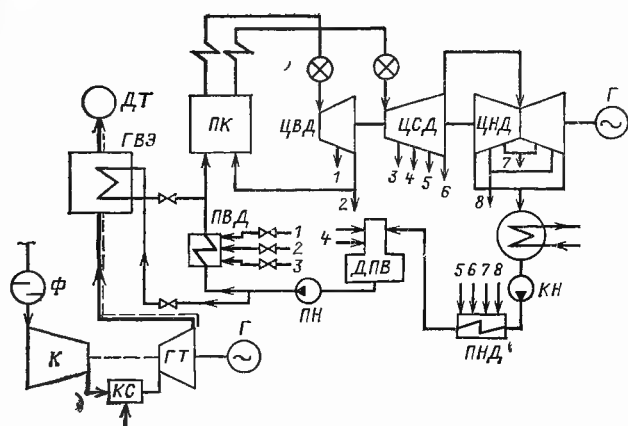


Рис. 20.14. Принципиальная тепловая схема полузависимой парогазовой установки:

ГВЭ — газовой экономайзер; ПК — паровой котел; остальные обозначения см. на рис. 20.8.

данным ЛМЗ рекомендуются следующие сочетания паровых и газовых турбин: $1 \times K-300-240 + 1 \times GT-150-1100$; $1 \times K-500-130 + 1 \times GT-150-1100$; $1 \times K-1200-240 + 2 \times GT-150-1100$ и др. Увеличение расчетных

капитальных вложений в газотурбинную установку составит около 20%, а экономия условного топлива в энергосистеме при эксплуатации ПГУ в пиковом режиме — $(0,5-1,0) \times 10^6$ кг/год. Для получения пиковой мощности перспективно использование в схеме полузависимых ПГУ также теплофикационных установок.

Рассмотренные схемы ПГУ предполагают частичное или полное использование высококачественного органического топлива (природного газа или жидкого газотурбинного топлива), что тормозит их широкое внедрение. Значительный интерес представляют разработанные ЦКТИ различные схемы парогазовых установок с высоконапорными парогенераторами и внутрицикловой газификацией твердого топлива (рис. 20.15), позволяющие перевести парогазовые установки целиком на уголь.

Предварительно измельченный уголь (дробленка угля 3—10 мм) подается для подсушки в сушилку и через окислитель (для предотвращения шлакования) в газогенератор. Один из вариантов схемы — газификация

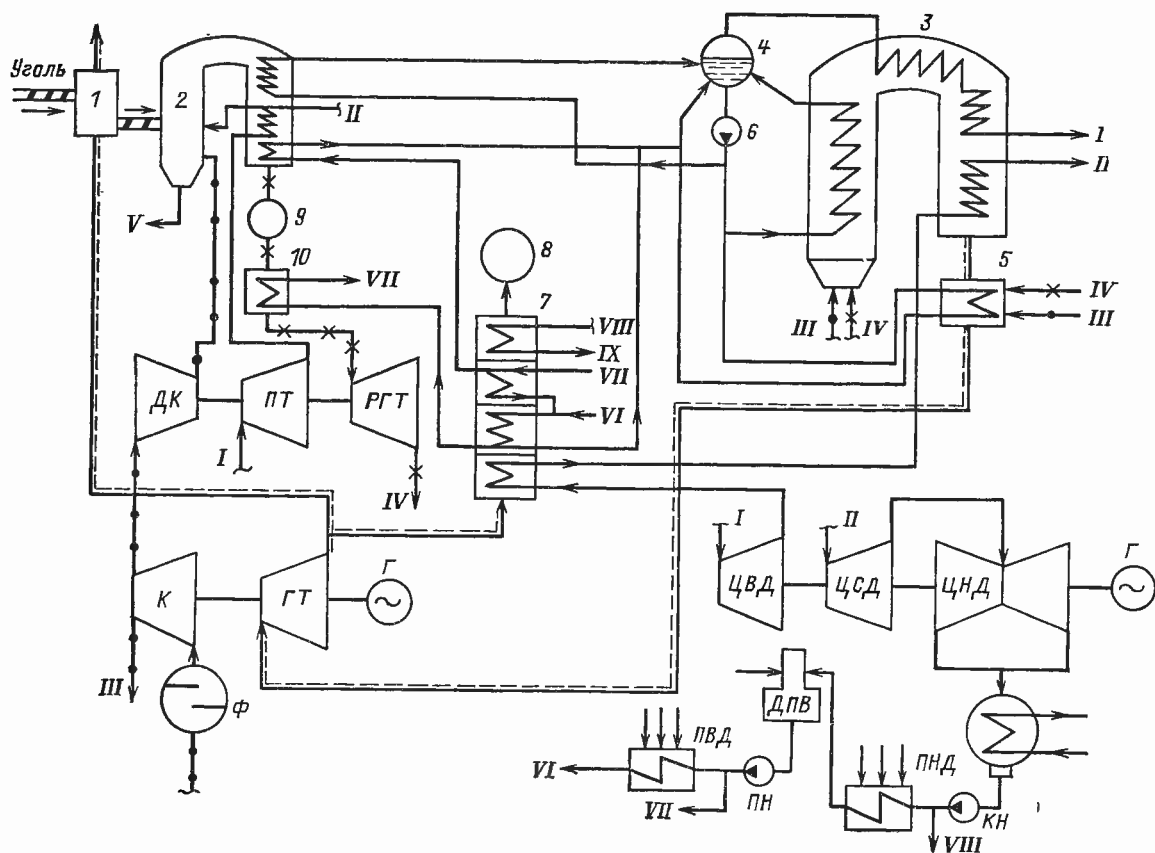


Рис. 20.15. Принципиальная тепловая схема ПГУ с ВПГ и внутрицикловой газификацией угля:

1 — сушилка топлива; 2 — газогенератор; 3 — высоконапорный парогенератор (ВПГ); 4 — барабан-сепаратор; 5 — дополнительная камера сгорания ВПГ; 6 — циркуляционный насос ВПГ; 7 — экономайзер утилизации теплоты уходящих газов газовой турбины; 8 — дымовая труба; 9 — скруббер; 10 — подогреватель генераторного газа; ДК — дожимающий компрессор; ПТ — паровая приводная турбина; РГТ — расширительная газовая турбина; I — свежий пар; II — пар промпрегрева; III — сжатый воздух после компрессора; IV — очищенный генераторный газ; V — вола; VI—IX — питательная вода и конденсат турбины

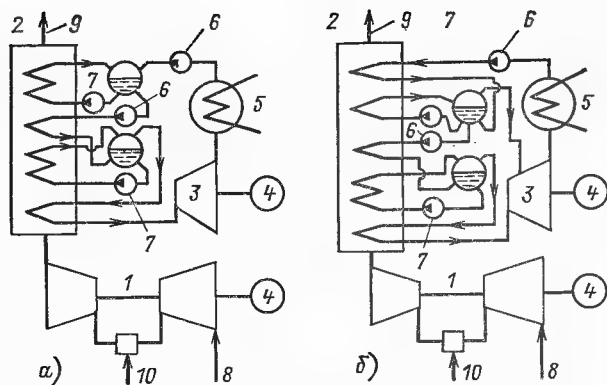


Рис. 20.16. Принципиальные схемы зарубежных парогазовых установок с утилизационными паровыми котлами:

а — паровой цикл одного давления; б — паровой цикл двух давлений пара; 1 — ГТУ; 2 — утилизационный паровой котел; 3 — паровая турбина; 4 — электрический генератор; 5 — конденсатор; 6 — питательный насос; 7 — насос принудительной циркуляции; 8 — вход воздуха; 9 — выход газов; 10 — подвод топлива в ГТУ

угля в газогенераторе с «кипящим» слоем на паровоздушном дутье. Газификация топлива обеспечивается подачей в газогенератор воздуха после дожимающего компрессора и пара из «холодной» нитки промежуточного перегрева. Воздух для газификации в количестве примерно 3,2 кг на 1 кг кузнецкого угля последовательно сжимается в основном и дожимающем компрессорах (давление повышается на 10 %) и после смешения с паром поступает в газогенератор. Газификация угля происходит при температуре, близкой к 1000 °С.

Генераторный газ охлаждается, отдавая свою теплоту рабочему телу паротурбинной части, затем очищается от механических примесей и серосодержащих соединений и после расширения в расширительной газовой турбине (для уменьшения потребления пара при-

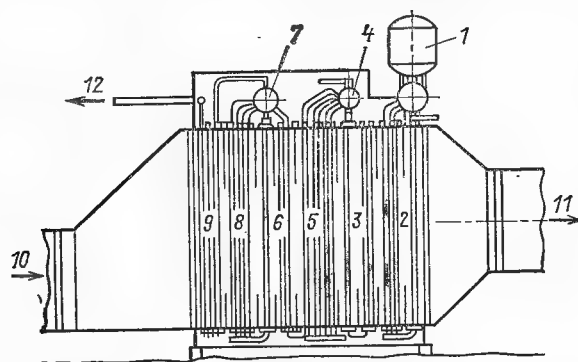


Рис. 20.17. Утилизационный паровой котел для ГТУ MW 701 ($t_{н.г.} = 1092^\circ\text{C}$; $N_{г.т.} = 120$ МВт):

1 — деаэратор; 2 — испарительный пучок деаэратора; 3 — экономайзер низкого давления; 4 — барабан низкого давления; 5 — испарительная поверхность нагрева низкого давления; 6 — экономайзер высокого давления; 7 — барабан высокого давления; 8 — испарительная поверхность нагрева высокого давления; 9 — пароперегреватель; 10 — вход газов после ГТУ; 11 — выход газов; 12 — подача пара к турбине

водной турбиной дожимающего компрессора) поступает в высоконапорный парогенератор и его дополнительную камеру сгорания для сжигания. Остальная часть тепловой схемы совпадает со схемой обычной ПГУ с ВПГ.

ВНИПИэнергопром совместно с НПО ЦКТИ разработан проект теплофикационного парогазового энергоблока мощностью 225 МВт с внутрицикловой газификацией угля. Для этой цели использовано типовое энергетическое оборудование: двухкорпусный высоконапорный парогенератор ВПГ-650-140 ТКЗ, газотурбинный агрегат ГТЭ-45-2 ХТЗ, теплофикационная паровая турбина Т-180-130 ЛМЗ, а также два газогенератора с паровоздушным дутьем ГГПВ-100-2 производительностью по 100 т/ч кузнецкого угля. Технико-экономические расчеты показали, что по сравнению с обычным паротурбинным теплофикационным блоком 180 МВт применение парогазового энергоблока позволяет увеличить удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении в 1,5 раза, обеспечить экономиию топлива до 8 %, значительно снизить вредные выбросы в атмосферу, получить суммарный годовой экономический эффект в $2,6 \cdot 10^6$ руб.

Рассмотренный парогазовый энергоблок будет использован при создании более мощных ПГУ-1000 на углях Кузнецкого, Экибастузского и Канско-Ачинского бассейнов.

Парогазовые установки получили достаточно широкое применение в США, ФРГ, Японии, Франции и др. В ПГУ в основном сжигается природный газ и жидкое топливо различных видов. Внедрению ПГУ способствовало появление мощных ГТУ (70—100 МВт) с начальной температурой газов 900—1100 °С. Это позволило применить ПГУ с утилизационными паровыми котлами (рис. 20.16) барабанного типа с принудительной циркуляцией среды и давлением пара 4—9 МПа в зависимости от того, производится в них дополнительное сжигание топлива или нет. На рис. 20.17 дана схема утилизационного парового котла для ПГУ с газовой турбиной MW 701. Котел выполнен для двух давлений пара. Он имеет поверхности нагрева из оребренных труб низкого и высокого давления со своими барабанами в блоке с деаэратором питательной воды.

Кроме ПГУ с утилизационными котлами в некоторых странах, например в ФРГ, применяют ПГУ со сбросом газов ГТУ в топку пылеугольного котла.

Лучшие зарубежные ПГУ работают с КПД нетто 46—49 %; они практически полностью автоматизированы.

Большое разнообразие существующих схем парогазовых установок и сложные связи между основным оборудованием ПГУ — газовой

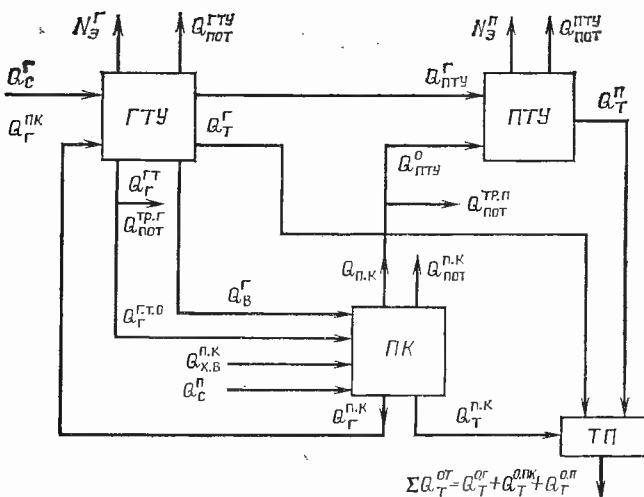


Рис. 20.18. Обобщенная схема тепловых потоков парогазовой установки:

Q_c^p, Q_c^r — теплота топлива, подведенная к ПК и ГТУ; $N_э^p, N_э^r$ — электрическая мощность ПТУ и ГТУ; $\Sigma Q_т^{от}$ — суммарный отпуск теплоты внешнему потребителю; $Q_т^p, Q_т^r, Q_т^{п.к}$ — затраты теплоты на внешнего потребителя паротурбинной и газотурбинной установками, паровым котлом; $Q_г^r, Q_г^{т.о}$ — теплота воздуха и газов, передаваемая ГТУ паровому котлу; $Q_{п.к}$ — теплота, отпущенная паровым котлом для ПТУ; $Q_{х.в}^{п.к}$ — теплота, подведенная в ПК с дополнительным воздухом; $Q_{пту}^o$ — теплота, полученная ПТУ через ПК; $Q_{пту}^r$ — теплота, полученная ПТУ через ГТУ; $Q_г^{п.к}$ — теплота, отпущенная паровым котлом для ГТУ; $Q_{пот}^{п.к}, Q_{пот}^{гту}, Q_{пот}^{пту}$ — $Q_{пот}^{тр.п}, Q_{пот}^{тр.г}$ — потери теплоты паровым котлом, ГТУ, ПТУ при транспорте в пароводяном и газозоудушном трактах

турбиной, паровым котлом, паровой турбиной — вызывают определенные трудности при расчете энергетических показателей ПГУ. Эти трудности возрастают при комбинированной выработке в парогазовой установке электрической и тепловой энергии. На рис. 20.18 представлена обобщенная схема тепловых потоков парогазовой установки*. К паровому котлу и газовой турбине подводится теплота со сжигаемым топливом соответственно Q_c^p и Q_c^r . Мощности электрических генераторов газотурбинной и паротурбинной установок ПГУ составляют $N_э^r$ и $N_э^p$. Общее количество теплоты, отпускаемой внешним потребителям от ПГУ, $\Sigma Q_т^{от}$ состоит из теплоты, отпускаемой ПТУ, $Q_т^{от.п}$, ГТУ — $Q_т^{от.г}$ и непосредственно паровым котлом — $Q_т^{от.п.к}$; соответствующие затраты теплоты на внешних потребителей в этих элементах ПГУ составляют $Q_т^p, Q_т^r$ и $Q_т^{п.к}$. На схеме показаны тепловые потоки, отра-

жающие технологические особенности отдельных типов ПГУ: количество теплоты со свежим паром от ПК к ПТУ $Q_{п.к}$ и $Q_{п.к}^{от}$; количество теплоты горячих газов ГТУ, отдающих теплоту конденсату и питательной воде ПТУ, $Q_{пту}^r$; количество теплоты горячего воздуха или газов, поступающих от ГТУ в ПК, $Q_{г.т}$ или $Q_{г.т.о}$; количество теплоты горячих газов, поступающих из ПК в ГТУ, $Q_{г.п.к}$ и др.

Парогазовые установки характеризуются сложным распределением теплоты топлива между видами отпускаемой энергии, что необходимо учитывать при определении энергетических показателей.

Для более подробного анализа совершенства отдельных элементов оборудования ПГУ и их влияния на показатели установки при выработке электрической и тепловой энергии использована изложенная ниже методика определения КПД, основывающаяся на общепринятом «физическом» методе и предлагаемой обобщенной схеме тепловых потоков ПГУ (рис. 20.18). В итоге получены в общем виде выражения для КПД ПГУ и отдельных ее элементов независимо от конкретной схемы.

КПД ПГУ по производству электроэнергии

$$\eta_{пгу}^э = \frac{1 + A_{пгу}}{\frac{\beta^э}{\eta_{пту}^э \eta_{тр}^п \eta_{п.к}} + \left(\frac{A_{пгу}}{\eta_{гту}^э} + \frac{\beta_p^э}{\eta_{пту}^э \eta_{тр}^г \eta_{г.т}} \right) R_{г.т}} \quad (20.8)$$

КПД ПГУ по производству тепловой энергии

$$\eta_{пгу}^т = \frac{1 + \alpha_{пгу}}{\frac{\beta^т}{\eta_{гт}^п \eta_{тр}^п \eta_{п.к}} + \left(\frac{\alpha_{пгу}}{\eta_{гтр}^г \eta_{г.т}^п} + \frac{\beta_p^т}{\eta_{гтр}^г \eta_{г.т}^п} \right) R_{г.т}} \quad (20.9)$$

В этих выражениях использованы следующие величины:

КПД парового котла (по прямому балансу)

$$\eta_{п.к} = \frac{Q_{п.к} + Q_{п.к}^{от}}{Q_c^p + Q_c^r + Q_{г.т.о}^r + Q_{х.в}^{п.к} - Q_{г.п.к}^{п.к}}; \quad (20.10)$$

КПД транспорта теплоты пароводяного и газозоудушного трактов

$$\eta_{тр}^п = Q_{пту}^o / Q_{п.к}; \quad (20.11)$$

$$\eta_{тр}^г = Q_{г.т.о}^r / Q_{г.т}^r. \quad (20.11a)$$

КПД паротурбинной установки по производству электроэнергии

$$\eta_{пту}^э = \frac{3600 N_э^п}{Q_{пту}^э} = \frac{3600 N_э^п}{Q_{пту}^o + Q_{пту}^r - Q_{г.т}^r}; \quad (20.12)$$

* Методика определения энергетических показателей ПГУ разработана совместно с И. М. Чухиним.

где

энергетические коэффициенты ПГУ по
производству электрической и тепловой энер-

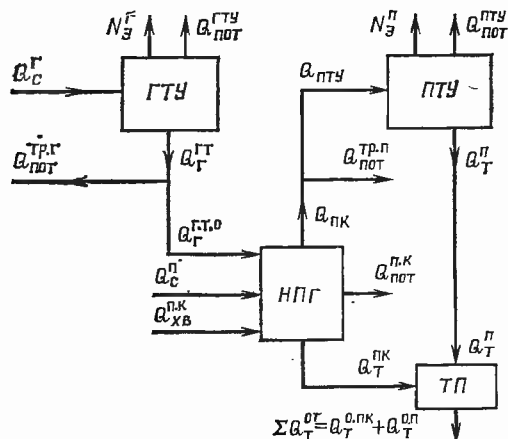
$$\alpha_{\text{пр}} = \frac{Q_{\text{т}}^{\text{о, р}}}{Q_{\text{т}}^{\text{о, п}} + Q_{\text{т}}^{\text{о, п. к}}}. \quad (20.14a)$$

Коэффициенты относительного изменения теплоты, подводимой к паротурбинной установке в составе ПГУ, в том числе с учетом воздействия на систему регенерации ПТУ,

$$\beta_p^3 = \Delta Q_{\text{пты}}^3 / Q_{\text{пты}}^3. \quad (20.15a)$$

Коэффициенты, отражающие распределение теплоты топлива между паровым котлом и ГТУ, равны:

$$R_{r,T} = (1 - \beta_2)(\beta_1\beta_6 + \beta_4) + \frac{\beta_4\beta_2}{1 - \beta_3}, \quad (20.17)$$



308

$$\beta_5 = \frac{Q_C^r + Q_r^{r,r}}{Q_C^n + Q_B^r + Q_r^{r,r} + Q_{x,B}^{n,K}}; \quad \beta_6 = \frac{Q_r^{n,K}}{Q_C^r + Q_r^{n,K}}.$$

$$\beta_p^T = \frac{\Delta Q_{T^{0.П}}}{Q_{T^{0.П}} + Q_{T^{0.П.К}}}, \quad (20.18a)$$

Определение энергетических показателей конкретной парогазовой установки значительно упрощается и вытекает из приведенных выше зависимостей.

Схема тепловых потоков ПГУ со сбросом газов ГТУ в топку парового котла или ПГУ с утилизационным паровым котлом приведена на рис. 20.19. В этом случае коэффициенты имеют значения: $R_{г.т} = \beta_g = \beta_{г.т} = 1$; $\beta_p = \beta_{г.т} = 0$. Выражения для КПД ПГУ по производству электрической и тепловой энергии соответственно равны:

для парогазовой ТЭЦ

$$\eta_{\text{prv}}^T = \eta_{\text{T}}^{\Pi} \eta_{\text{Tr}}^{\Pi} \eta_{\text{p.k.}}^* \quad (20.20)$$

где $\eta^*_{\text{п.к}} = (Q_{\text{п.к}} + Q_{\text{т.п.к}}) / (Q_{\text{с.п.к}} + Q_{\text{г.т.п.к}})$;

для утилизационного парового котла без дополни-
тельного сжигания топлива

$$\eta_{\Pi,K}^* = (Q_{\Pi,K} - Q_{T^{\Pi,K}}) / Q_{F,T}; \quad (20.21)$$

для парогазовой КЭС КПД ПГУ определяется по (20.19), где $\eta_{\text{пгу}}^3 = \eta_{\text{пгу}}$; $\eta_{\text{п.к}} = Q_{\text{п.к}} / (Q_{\text{с.п}} + Q_{\text{г.т}})$ (по прямому балансу).

Для парогазовой установки с турбинами Т-175-130 и ГТЭ-45-2, выполненной по схеме сброса газов ГТУ в топку котла, при температуре наружного воздуха $t_{н,в} = -15^\circ\text{C}$ получены следующие результаты расчета энергетических показателей:

$$\begin{aligned} N_3^n &= 181,3 \text{ MBT}; N_3^r = 59,8 \text{ MBT}; A_{\text{mry}} = 0,33; Q_{\text{r}^{\circ},n} = \\ &= 1130 \text{ ГДЖ/ч}; Q_{\text{r}^{\circ},r} = 0; Q_{\text{r}^{\circ},n,\kappa} = 79,3 \text{ ГДЖ/ч}; \eta_{n,\kappa} = \\ &= 0,88; \eta_{\text{tr}}^n = 0,974; \eta_{\text{mry}}^3 = 0,758; \eta_{\text{rty}}^3 = 0,923; \alpha_{\text{rty}} = \\ &= 0; R_{r,t} = \beta^s = \beta^r = 1; \beta_p = \beta_p^r = 0; \eta_{\text{mry}}^3 = 0,701; \\ \eta_{\text{mry}}^r &= 0,854. \end{aligned}$$

При этом в камере сгорания ГТУ сжигается природный газ, в топке парового котла — донецкий уголь ГСШ. Анализ тепловой экономичности ПГУ такого типа, вы-

полненный в МЭИ, показал следующее. С понижением температуры наружного воздуха на каждые 10°C тепловая экономичность ПГУ возрастает на 0,4 %. Снижение начальной температуры газов ГТУ приводит к уменьшению КПД ПГУ на 2—8 % на каждые 100°C в зависимости от нагрузки парового котла (большие значения для нагрузок ниже 50 %). Изменение электрической нагрузки такой ПГУ выгодно осуществлять снижением мощности паровой турбины при неизменном значении температуры газов перед ГТУ. С дальнейшим понижением нагрузки ниже 60 % выгодно отключать ГТУ и переходить к работе по паросиловому циклу.

Схема тепловых потоков ПГУ с высоконапорным парогенератором также вытекает из обобщенной схемы (см. рис. 20.18), а выражения для КПД имеют наиболее сложный вид, совпадающий со значениями, найденными по (20.8) и (20.9). Анализ тепловой экономичности такой ПГУ показал, что с понижением температуры наружного воздуха КПД парогазовой установки возрастает на 0,6 % на каждые 10°C . Снижение начальной температуры газов, так же как и для ПГУ со сбросом газов в паровой котел, уменьшает КПД ПГУ на 2—8 % на каждые 100°C в зависимости от нагрузки котла. При нагрузках ПГУ ниже 50 % целесообразно понижать начальную температуру газов ГТУ до ее оптимального для данной нагрузки значения: при нагрузке 40 % номинальной $t_{\text{н.т}}^{\text{опт}} \approx t_{\text{н.т}}^{\text{ном}} - 100^\circ\text{C}$, при нагрузке 30 % $t_{\text{н.т}}^{\text{опт}} \approx t_{\text{н.т}}^{\text{ном}} - 200^\circ\text{C}$. Такое решение позволит в конечном итоге снизить потерю теплоты с уходящими газами.

Тепловая схема газотурбинной воздушно-аккумулирующей установки (ГТВАУ) приведена на рис. 20.20. Элементы газотурбинной установки — компрессор и газовая турбина, работающие обычно в одном агрегате, — в этой схеме выполнены в виде самостоятельных установок. Сжатие воздуха до давления 6,5 МПа и сохранение его в подземном аккумуляторе осуществляются потреблением электроэнергии от энергосети в период суточного уменьшения нагрузки (ночью). Для этого используется компрессорная группа из трех компрессоров, приводимых в действие электродвигателем. В трех охладителях воздуха отводится теплота в количестве приблизительно 365 ГДж/ч.

В период максимальной электрической нагрузки накопленный в аккумуляторе воздух срабатывается в газовой турбине, где природный газ или жидкое газотурбинное топливо сжигается в камерах сгорания турбины высокого и низкого давления. Для этой цели обычная ГТЭ-150-950 надстроена предвключенной газовой турбиной. Общая мощность такой ГТУ составляет 500 МВт, т. е. втрое превышает мощность ГТЭ-150-950. За суточный цикл работы ГТУ давление воздуха в аккумуляторе срабатывается с 6,5 до 4,5 МПа, а за цикл работы компрессорной группы восстанавливается снова до 6,5 МПа.

Необходимо отметить следующие достоинства ГТВАУ-500:

заполнение ночного провала графика электрической нагрузки АЭС, базовых КЭС по-

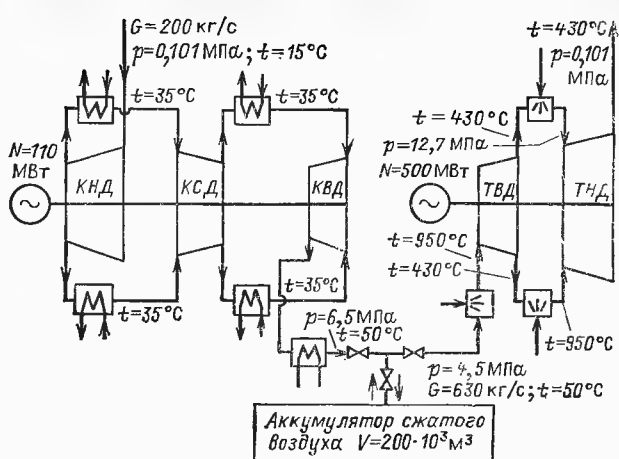


Рис. 20.20. Тепловая схема воздушно-аккумулирующей установки

реблением электроэнергии компрессорной группой ГТВАУ;

выдача генерирующей мощности в 3 раза больше, чем у обычных ГТУ-150;

быстрый пуск и набор нагрузки с использованием сжатого в аккумуляторе воздуха;

значительная экономия дефицитного топлива, сжигаемого для работы газотурбинной установки; 2/3 топлива, необходимого в обычной ГТУ для сжатия воздуха в компрессоре, компенсируется ядерным топливом АЭС или твердым топливом базовых КЭС.

20.3. Новые типы электростанций. Электростанции с МГД-установками

Магнетогидродинамический (МГД) метод преобразования тепловой энергии в электрическую заключается в создании электродвижущей силы и электрического тока в потоке горячих ионизированных газов (высокотемпературной плазмы), движущемся в магнитном поле (рис. 20.21).

Электрический ток генерируется в магнитном канале в результате пересечения ионизированным газовым потоком магнитных силовых линий; на электродах-коллекторах индуцируется постоянный электрический ток. Газовый поток в виде ионизированного газа со свойствами электрического проводника можно получить при высоких температурах ($2000\text{—}3000^\circ\text{C}$).

Наиболее сложным и интересным элементом МГД-установки является собственно МГД-генератор. В его

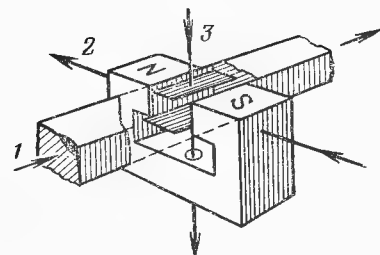


Рис. 20.21. Принципиальная схема магнетогидродинамического способа получения электроэнергии:

1 — поток газа; 2 — магнитное поле; 3 — электрический ток

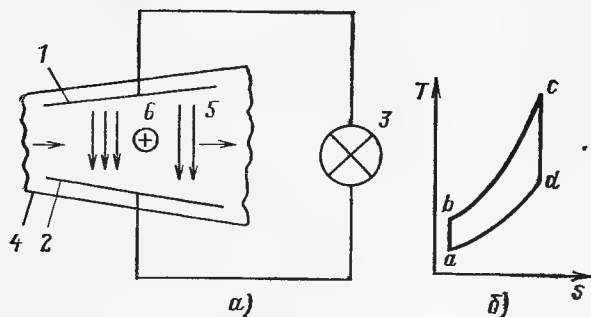


Рис. 20.22. Схема МГД-генератора:

a — схема: 1 — анод; 2 — катод; 3 — инвертор; 4 — сопло; 5 — направление индуцируемой ЭДС; 6 — направление магнитного поля; *b* — термодинамический цикл: *a, b* — сжатие в компрессоре; *b, c* — подвод теплоты; *cd* — преобразование энергии расширения газов в МГД-канале в электроэнергию; *da* — отвод теплоты

канал через сопло подается газовый поток, и тепловая энергия газа преобразуется в кинетическую энергию направленного движения. Соединение электродов — катода и анода — приводит к возникновению индуцированного постоянного тока, который через инвертор (преобразователь тока) направляется в электросеть (рис. 20.22). Следовательно, термодинамический цикл МГДУ идентичен циклу газотурбинной установки. Различие только в том, что в первом случае энергия расширения горячих газов преобразуется непосредственно в электроэнергию, тогда как в ГТУ она расходуется на вращение роторов газовой турбины и компрессора.

Применение МГД-генератора в качестве высокотемпературной надстройки позволяет получить значительную дополнительную мощность и повысить КПД производства электроэнергии на ТЭС.

В СССР создана и работает МГД-установка У-25, выполненная по открытой схеме, на органическом топливе (природном газе) с мощностью МГД-генератора 20 МВт. Ее принципиальная технологическая схема приведена на рис. 20.23. В камеру сгорания подаются природный газ, окислитель, предварительно сжатый в компрессоре и подогретый до 1500 К (воздух, обогащенный кислородом до 40 %), и ионизирующая присадка (50 %-ный раствор поташа K_2CO_3). Давление топлива и окислителя перед камерой сгорания 0,3 МПа. Сгорание топлива в среде подогретого окислителя повышает температуру газов до 3000 К, а ионизирующая присадка обеспечивает необходимую электропроводность. По-

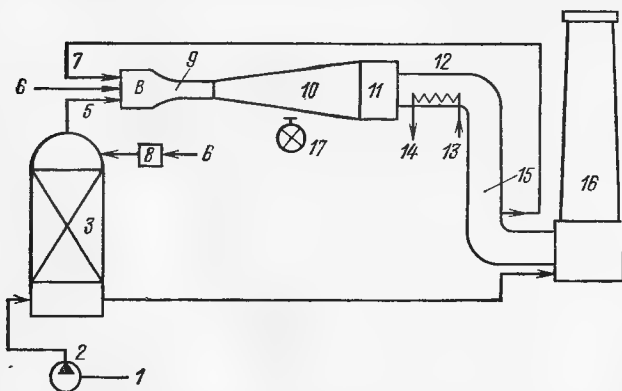


Рис. 20.23. Принципиальная схема МГД-установки У-25:

1 — окислитель; 2 — компрессор; 3 — подогреватель окислителя; 4 — греющие газы; 5 — горячий окислитель; 6 — топливо (природный газ); 7 — ионизирующая присадка; 8 — камера сгорания; 9 — сопло; 10 — канал МГД-генератора; 11 — диффузор; 12 — парогенератор; 13 — вода; 14 — пар; 15 — устройство извлечения присадки; 16 — дымовая труба; 17 — инвертор

лученная плазма разгоняется в сопле до скорости примерно 1000 м/с и поступает в канал МГД-генератора, помещенный в поле электромагнита с индукцией около 2 Тл. Для снижения кинетической энергии газового потока после МГД-канала его скорость тормозится в диффузоре, а теплота используется в парогенераторе для генерации пара. В устройстве 15 ионизирующая присадка извлекается из дымовых газов (расчетная степень очистки 99,5 %), а сами газы выбрасываются в дымовую трубу.

Регенеративный подогреватель окислителя на установке У-25 (каупер) заполнен внутри огнеупорными кирпичами с отверстиями для прохода газов. Он работает циклически: первая фаза обеспечивает нагрев надсадки горячими газами из специальной камеры сгорания; во время второй фазы через каупер пропускают окислитель, который нагревается, отбирая накопленную теплоту.

Плазменный МГД-генератор является электрической машиной постоянного тока. Для преобразования постоянного тока в переменный и синхронизации МГД-генератора с электрической сетью энергосистемы используют инверторное устройство.

На Рязанской ГРЭС сооружается МГД-энергоблок мощностью 582 МВт на природном газе. МГД-генератор мощностью 270 МВт используется в качестве надстройки к паротурбинной установке. Мощность турбогенератора 300 МВт с турбиной К-300-240 в этом режиме составит 312 МВт. В процессе освоения МГДУ ее паротурбинная часть может работать автономно.

Технологическая схема (проект ИВТ АН СССР и АТЭП) такой крупной МГДУ имеет ряд особенностей (рис. 20.24). Обогащенный кислородом воздух в количестве 207 кг/с сжимается компрессором до давления 1,07 МПа и подается в высокотемпературный нагреватель, где за счет сжигания топлива нагревается до 1700 °С. Компрессорная группа приводится в действие электродвигателем, потребляемая мощность которого при +15 °С составляет 64 МВт. После добавки 15-10³ кг/ч присадки K_2CO_3 (поташа) воздух и основная часть топлива поступают в камеру сгорания МГД-генератора. В ней образуется низкотемпературная плазма в количестве 230 кг/с. Параметры плазмы на входе в МГД-генератор 0,85 МПа, 2650 °С. Для подавления оксидов азота горение топлива в камере сгорания происходит при недостатке 10 % окислителя.

МГД-генератор — линейный, кондукционный канал диагонального типа с разрезными рамками, позволяющий осуществить индивидуальное регулирование тока в рамках. Канал, как и камера сгорания, охлаждается водой. С помощью насосов эта вода подается в отдельные охлаждаемые элементы, а затем поступает в расширители. Из расширителей пар отводится в подогреватели высокого давления паротурбинной установки, вытесняя частично или полностью соответствующие отборы турбины.

Дымовые газы покидают диффузор МГД-генератора со скоростью 300 м/с при температуре 2000 °С. На участках 3, 4 диффузора парового котла (рис. 20.24) они охлаждаются до 1700 °С и тормозятся. Паровой котел с параметрами 25 МПа, 545/545 °С рассчитан для работы по бинарному циклу при паропроизводительности 850·10³ кг/ч или в автономном режиме от собственных горелок при паропроизводительности 1000×10³ кг/ч.

Работа парового котла в схеме МГДУ накладывает на него ряд специфических требований:

в узле ввода газов в паровой котел предусмотрена вертикальная шахта — радиационная камера, в которой

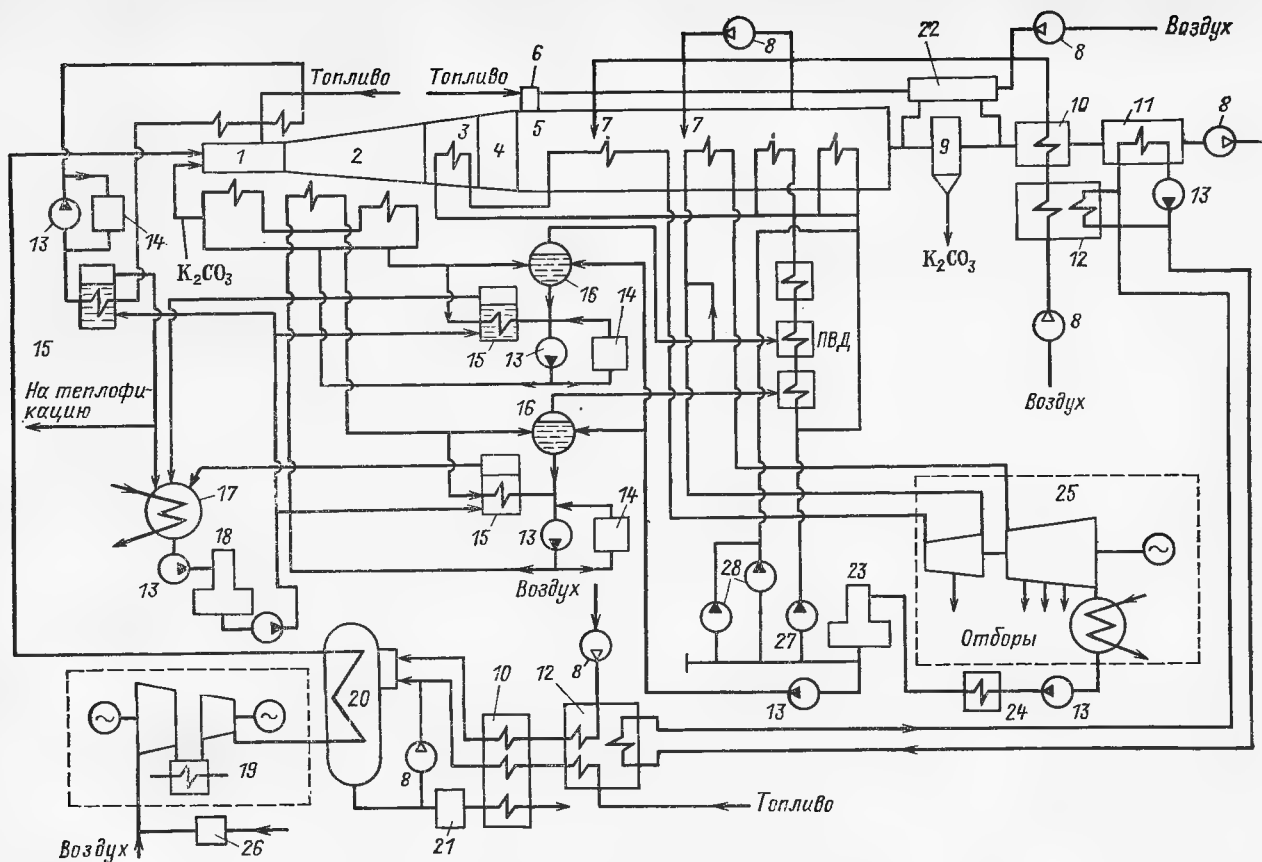


Рис. 20.24. Принципиальная тепловая схема МГД-установки на Рязанской ГРЭС:

1 — камера сгорания; 2 — МГДГ; 3, 4 — водоохлаждаемый и керамический диффузоры; 5 — парогенератор; 6 — горелки для автономной работы; 7 — ввод воздуха для дожигания и рециркуляции; 8 — дымососы, вентиляторы; 9 — электрофильтры; 10 — подогреватели воздуха для совместной работы; 11 — подогреватели воды для калориферов; 12 — калориферы; 13 — насос; 14 — установка обессоливания и обезжелезивания воды; 15 — испаритель; 16 — барабан-сепаратор; 17 — технологический конденсатор; 18 — деаэрактор 0,12 МПа; 19 — двухвалный компрессор с промежуточным охлаждением; 20 — автономный нагреватель окислителя; 21 — каталитический реактор; 22 — воздухоподогреватель для автономной работы; 23 — деаэрактор 0,7 МПа; 24 — группа подогревателей низкого давления; 25 — паротурбинная установка; 26 — воздухоразделительная установка; 27 — питательный турбонасос; 28 — питательные электронасосы (резервный и аварийный)

не только охлаждаются газы, но также происходит разложение оксидов азота;

паровой котел рассчитан на дожигание после МГД-генератора продуктов сжигания;

во избежание налипания присадки K_2CO_3 на трубы котла температура газов в интервале $950-800^\circ C$ искусственно понижается путем рециркуляции части дымовых газов после экономайзера;

при работе по бинарному циклу в воздухоподогревателе котла нагревается только около 20 % необходимого количества воздуха. Для охлаждения дымовых газов до $130-150^\circ C$ часть воды после питательных насосов подается непосредственно в дополнительный предвключенный экономайзер в обход ПВД;

из-за наличия водоохлаждаемого входного участка диффузора котла не допускается прекращение подачи питательной воды более чем на 60 с; в противном случае произойдет пережог топочных экранов. Поэтому в тепловой схеме МГДУ предусмотрено следующее: основной питательный насос имеет в качестве привода противоаварийную турбину, работающую только совместно с главной турбиной; предусмотрены аварийный и резервный питательные насосы, подающие питательную воду непосредственно в паровой котел; повышена надежность электропитания привода этих насосов.

После решения ряда сложных технических проблем энергоблок МГДУ на Рязанской ГРЭС послужит про-

тотипом последующих серийных МГДУ, которые имеют (по данным ИВТ АН СССР) высокие экономические показатели: мощность в номинальном режиме 691 МВт, расход электроэнергии на собственные нужды 5,1 %, среднегодовой КПД нетто 47,8 %, удельные капиталовложения в МГД-электростанцию (в процентах капиталовложений ТЭС равной мощности) 125 %.

МГД-установки могут выполняться также с замкнутой схемой движения газового теплоносителя и с ядерным реактором в качестве источника теплоты. Различают жидкометаллические установки с реактором на быстрых нейтронах, установки с двухфазным потоком в МГД-генераторе (жидкий металл и инертный газ) и, наконец, установки, сочетающие плазменный МГД-генератор замкнутого типа с газозамещающим ядерным реактором. Указанные схемы находятся на стадии расчетного анализа либо лабораторных исследований.

МГД-установки при их успешном освоении могут получить широкое применение в энергетике в качестве высокоэкономичных электростанций.

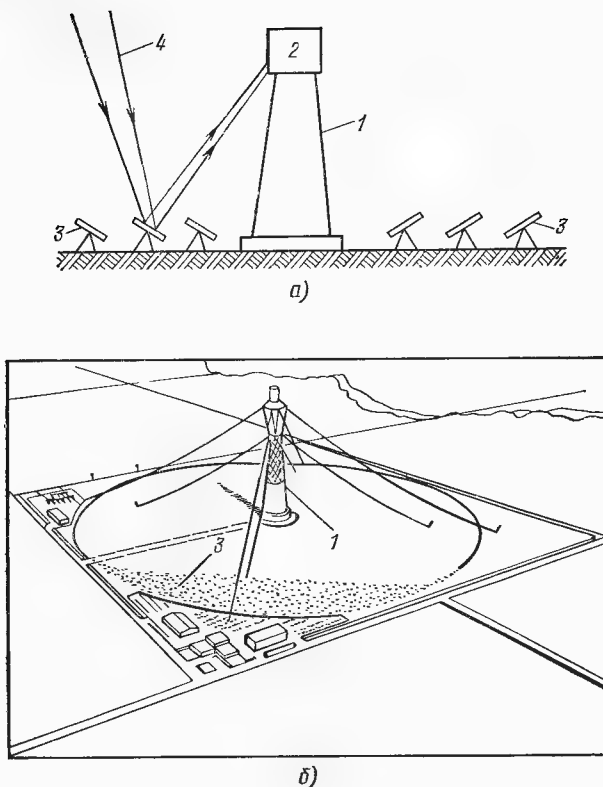


Рис. 20.25. Принципиальная схема (а) и общий вид (б) солнечной электростанции с центральным приемником (солнечная башня):

1 — несущая башня; 2 — приемник солнечной энергии для преобразования ее в тепловую; 3 — гелиостаты; 4 — падающее солнечное излучение

Солнечная энергия — самый значительный из возобновляемых энергоресурсов. Она является источником ряда других возобновляемых (неисчерпаемых) источников энергии: ветровой, энергии приливных волн и волн морей и океанов, энергии разности температур слоев воды в океанах и др.

Энергия солнечных лучей у поверхности земли изменяется в зависимости от местоположения данного района, времени суток и состояния атмосферы. Тепловой поток солнечного излучения на нашу планету достигает $1,5 \cdot 10^{24}$ Дж/год. Плотность такого потока на поверхности земли невелика — в среднем 240 Вт/м^2 , в умеренном поясе до 1000 Вт/м^2 . Ежегодное количество солнечной энергии у поверхности земли превышает в 25 раз все разведанные запасы угля и в 3—10 тысяч раз больше ежегодно расходуемой человечеством энергии.

Солнечную энергию можно использовать для производства электроэнергии различными способами: преобразованием ее в тепловую энергию и затем в электрическую по обычной схеме ТЭС, непосредственным ее преобразованием в электрическую энергию при помощи солнечных батарей.

Идею создания **солнечной электростанции (СЭС)** выдвинул впервые советский инженер Н. В. Линицкий, который предложил использовать схему СЭС с центральным башенным приемником (солнечная башня). Такое решение (рис. 20.25,а) характерно для большинства работающих и строящихся СЭС. Солнечные электростанции устанавливаются в районах, где интенсивность солнечной радиации достаточно высока и стабильна. В СССР в республиках Средней Азии, Казах-

стане, в Крыму, на Кавказе и в Забайкалье время солнечного освещения составляет 2000—3000 ч/год.

Вокруг центрального приемника (солнечной башни) предусматривается целое поле (рис. 20.25,б) больших зеркал, гелиостатов, вращающихся вслед за солнцем и отражающих солнечные лучи на вершину солнечной башни. Гелиостаты СЭС мощностью 10 МВт, например, несут две панели, выполненные каждая из шести зеркал размером $1,1 \times 3,2 \text{ м}$; на всей СЭС около 22 000 зеркал. Являясь отличными рефлекторами, они отражают до 90 % падающего солнечного излучения. Благодаря несколько вогнутой форме зеркала они концентрируют отраженный пучок света в направлении парогенератора, установленного на вершине солнечной башни. При помощи двух электродвигателей гелиостаты поворачивают по азимуту и по высоте. ЭВМ управляет их движением днем во время «слежения» за солнцем. Ночью, а также в несолнечные часы или при большой скорости ветра гелиостаты устанавливаются неподвижно зеркальной поверхностью вниз к земле, чтобы на них не оседала пыль.

На рис. 20.26 приведена тепловая схема первой в СССР СЭС мощностью 5 МВт, предназначенной для работы в условиях Крыма. Солнечные лучи нагревают поверхность барабанного парогенератора с естественной циркуляцией. Генерируемый пар используется для выработки электроэнергии в турбоагрегате. Солнечный парогенератор расположен в центре СЭС-5 на башне высотой 70 м и обогревается отраженными солнечными лучами с помощью 1600 плоских зеркальных гелиостатов (площадь каждого из них 25 м^2). Площадь поверхности нагрева парогенератора 154 м^2 . В расчетном режиме принята плотность теплового потока солнечных лучей в 130 кВт/м^2 , что позволяет генерировать $28 \cdot 10^3 \text{ кг/ч}$ насыщенного пара с параметрами 4 МПа, 250°C .

Тепловая схема СЭС-5 разработана ЭНИН, ВТИ и АТЭП и предусматривает следующие режимы выдачи насыщенного пара на турбину: давлением 4 МПа от солнечного парогенератора, давлением 1,6 МПа от системы аккумулирования тепловой энергии (САТ), давлением 0,15—0,30 МПа от САТ через расширители. В каждый момент времени паротурбинная установка СЭС-5 эксплуатируется в одном из этих режимов. Система аккумулирования теплоты заполняется водой, нагретой до кипения частью генерируемого пара. При

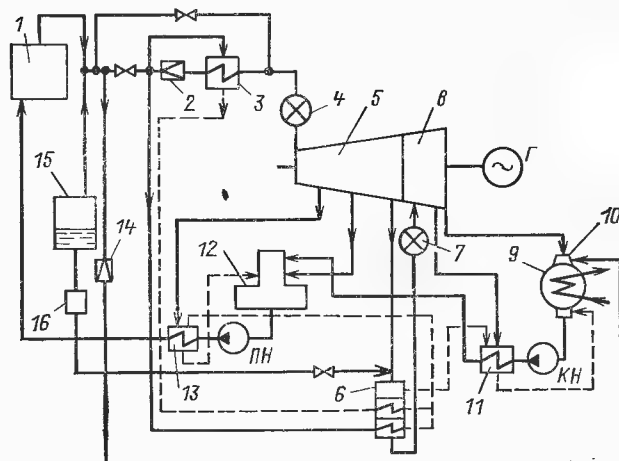


Рис. 20.26. Принципиальная тепловая схема солнечной электростанции:

1 — солнечный парогенератор; 2 — РУ свежего пара; 3 — пароперегреватель свежего пара; 4 — система парораспределения и защиты турбины; 5 — ЧВД; 6 — промежуточный СПП; 7 — стопорный клапан ЧНД; 8 — ЧНД; 9 — конденсатор; 10 — ПСУ конденсатора; 11 — ПНД; 12 — деаэрактор; 13 — ПВД; 14 — БРОУ ПСУ; 15 — система аккумулирования теплоты (САТ); 16 — расширители САТ

прекращении выработки пара во время пасмурной погоды и ночью САТ вступает в работу.

Тепловая схема паротурбинной установки включает реконструированную турбину КТЗ типа ПТ-12-35/10М, к которой между ЧВД и ЧНД подключен сепаратор-пароперегреватель, совмещенный с подводом низкопотенциального пара давлением 0,15—0,30 МПа из САТ. Свежий пар после парогенератора дросселируется в редукционной установке, а затем перегревается на 25 °С в первичном паро-паровом перегревателе. В турбине имеются отборы пара на ПНД, атмосферный деаэрактор и ПВД, где питательная вода нагревается до 150 °С. До 25 % свежего пара можно подавать в приемно-сбросное устройство конденсатора. Пар в количестве $25 \cdot 10^3$ кг/ч и с давлением 1,6 МПа от САТ поступает в турбину помимо редукционной установки и первичного пароперегревателя. Пар после ЧВД турбины подвергается в СПП сепарации влаги и двухступенчатому промежуточному перегреву с использованием дренажа первичного пароперегревателя и свежего пара. Отработавший пар конденсируется в конденсаторе, куда поступает до 2000 м³/ч воды с температурой 21—35 °С из оборотной системы технического водоснабжения с градирнями.

СЭС-5 рассчитана на 2000 ч/год работы и должна вырабатывать при этом $6 \cdot 10^6$ кВт/ч электроэнергии, экономия до $2 \cdot 10^6$ кг условного топлива. Расход электроэнергии на собственные нужды станции достаточно велик и составляет примерно 15 %. КПД (по энергии отраженного от зеркала теплового потока) равен 14,6 %, а термический КПД СЭС-5 составляет 32 %.

Указанными выше организациями выполнены проектные разработки СЭС большей мощности с блоками 50 и 80 МВт на параметры пара 6—9 МПа, 450—510 °С.

Удельные капиталовложения в СЭС-5 значительны и составляют примерно 5900 руб/кВт при себестоимости электроэнергии 50 коп/(кВт·ч). Для проектируемых СЭС 200 и 320 МВт эти показатели существенно лучше: 1500 руб/кВт и 5 коп/(кВт·ч).

На СЭС мощностью 10 МВт «Солар уан» в США некоторое количество теплоты солнечной энергии сохраняется в накопительном резервуаре диаметром 18,3 м и высотой 13,4 м, заполненном кусками гранита и песком. В теплообменнике циркулирует 900 тыс. л масла, передающего теплоту солнечной радиации накопителю. Такой резервуар обеспечивает отпуск электроэнергии СЭС в течение 4 ч после захода солнца или когда оно закрыто тучами; в утренние часы теплота, аккумулированная в этом резервуаре, используется для более быстрого пуска паротурбинной установки.

Основной недостаток солнечных электростанций — перебои их работы в ночное время и при непогоде. Поэтому наряду с совершенствованием их тепловых схем разрабатываются «гибридные» системы, в которых в качестве резервного используется органическое топливо (например, сочетание СЭС с газотурбинной или парогазовой установками). Автономные СЭС можно широко использовать, например, в системе насосных станций массивов оазисного орошения.

В недрах земли находится значительное количество тепловой энергии, которую принято называть *геотермальной*. В среднем на каждые 33 м глубины температура земли возрастает на 1 °С, что принято называть геотермальным градиентом. Геотермальную энергию несут прежде всего термальные воды (гидротермальные

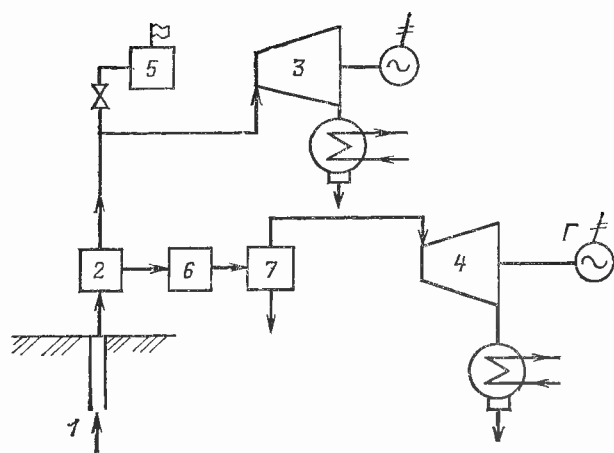


Рис. 20.27. Принципиальная тепловая схема геотермальной электростанции:

1 — скважина; 2 — сепаратор; 3 — паровая турбина; 4 — вакуумная паровая турбина; 5 — глушитель сброса излишнего пара; 6 — бак-аккумулятор; 7 — расширитель

и паротермальные источники), запасы которых в СССР оцениваются в $(20—22) \cdot 10^6$ м³/сут при температуре воды 50—250 °С (75 % всех запасов — вода с температурой 40—60 °С, 20 % — с температурой 60—80 °С, 5 % — с температурой свыше 80 °С). Представляет также интерес использование теплоты некоторых участков земной коры, нагретой до 100—300 °С (петротермальные источники), которые не связаны с термальными водами. Эту теплоту можно извлечь из земли искусственным нагнетанием воды в эти участки с последующим ее нагревом.

Геотермальная энергия горячей воды или пара специально пробуренных скважин может использоваться для производства электроэнергии. В СССР на Камчатке с 1967 г. эксплуатируется Паужетская *геотермальная электростанция* — ГЕО ТЭС установленной мощностью 11 МВт. На рис. 20.27 приведена тепловая схема одного из вариантов ГЕО ТЭС с использованием гидротермального источника. Горячая вода поступает из скважины в сепаратор. Отсепарированный пар используется в паровой турбине для выработки электроэнергии. Вода после сепаратора направляется сначала в бак-аккумулятор, затем в расширитель, где удается получить пар более низких параметров. Этот «вторичный» пар используется для выработки электроэнергии в вакуумной паровой турбине.

Для любой ГЕО ТЭС важной проблемой является образование накипи, воздействие кислот, выбросы H₂S, так как термальные источники сильно минерализованы.

В связи с низкими температурами термальных водных источников особое внимание следует обратить на совершенствование тепловых схем ГЕО ТЭС, на выбор приемлемой температуры исходной термальной воды при ее использовании для производства электроэнергии.

Проведенные исследования запасов доступной геотермальной энергии показали, что технический потенциал районов Камчатки, Сахалина и Курильских островов составляет не менее 2000 МВт. Это эквивалентно годовой экономии примерно $4 \cdot 10^8$ кг условного топлива.

ПРИЛОЖЕНИЕ I. МЕЖДУНАРОДНАЯ СИСТЕМА ФИЗИЧЕСКИХ ЕДИНИЦ (СИ)

Важнейшие величины, обозначения и единицы

Величина		Обозначение единицы	Величина		Обозначение единицы
Наименование	Размерность		Наименование	Размерность	
Длина	L	м	Динамическая вязкость	$L^{-1}MT^{-1}$	Па·с
Масса	M	кг	Кинематическая вязкость	L^2T^{-1}	м ² /с
Время	T	с	Массовый расход	MT^{-1}	кг/с
Термодинамическая температура Кельвина	θ	К	Объемный расход	L^3T^{-1}	м ³ /с
Производные единицы			Электрическое напряжение, электрический потенциал	—	В (вольт)
Частота периодического процесса	T^{-1}	Гц	Электрическое сопротивление	—	Ом
Частота вращения	T^{-1}	с ⁻¹	Полная мощность электрической цепи	—	В·А (вольт-ампер)
Плотность	$L^{-3}M$	кг/м ³	Количество теплоты, энтальпия, энергия внутренняя, свободная	L^2MT^{-2}	Дж
Удельный объем	L^3M^{-1}	м ³ /кг	Удельное количество теплоты, удельная теплота	L^2T^{-2}	Дж/кг
Момент инерции (динамический)	L^2M	кг·м ²	Теплоемкость, энтропия системы	$L^2MT^{-2}\theta^{-1}$	Дж/К
Момент инерции площади плоской фигуры, осевой	L^4	м ⁴	Удельная теплоемкость, удельная энтропия	$L^2T^{-2}\theta^{-1}$	Дж/(кг·К)
Момент сопротивления плоской фигуры	L^3	м ³	Удельная газовая постоянная	$L^2T^{-2}\theta^{-1}$	Дж/(кг·К)
Количество движения (импульс)	LMT^{-1}	кг·м/с	Тепловой поток	L^2MT^{-3}	Вт (ватт)
Момент количества движения (момент импульса)	L^2MT^{-1}	кг·м ² /с	Коэффициент теплообмена (теплоотдачи, теплопередачи)	$MT^{-3}\theta^{-1}$	Вт/(м ² ·К)
Сила, сила тяжести	LMT^{-2}	Н (ньютон)	Температурный градиент	$L^{-1}\theta$	К/м
Удельный вес	$L^{-2}MT^{-2}$	Н/м ³	Теплопроводность	$LMT^{-3}\theta^{-1}$	Вт/(м·К)
Момент силы, момент пары сил	L^2MT^{-2}	Н·м	Температуропроводность	L^2T^{-1}	м ² /с
Импульс силы	LMT^{-1}	Нс			
Давление, напряжение (механическое)	$L^{-1}MT^{-2}$	Па (паскаль)			
Работа, энергия	L^2MT^{-2}	Дж (джоуль)			
Мощность	L^3MT^{-3}	Вт (ватт)			

Единицы, допускаемые к применению наравне с единицами СИ

Наименование величины	Обозначение единицы
Масса	т (тонна) = 10 ³ кг
Время	мин, ч, сут
Температура Цельсия, разность температур	°C ($t = T - 273,15$)
Площадь	га (гектар) = 10 ⁴ м ²
Объем, вместимость	л (литр) = 10 ⁻³ м ³
Частота вращения	об/с, об/мин
Работа, энергия	кВт·ч

Соотношения между различными единицами измерения теплотехнических и энергетических величин

Работа, энергия, количество теплоты

$$1 \text{ кДж} = 1 \text{ кВт} \cdot \text{с} = 1/3600 \text{ кВт} \cdot \text{ч} = 0,27778 \cdot 10^{-3} \text{ кВт} \cdot \text{ч} = 0,238846 \text{ ккал} = 101,972 \text{ кгс} \cdot \text{м};$$

$$1 \text{ кВт} \cdot \text{ч} = 3600 \text{ кДж} = 859,845 \text{ ккал} = 367 \text{ 098 кгс} \cdot \text{м};$$

$$1 \text{ ккал} = 10^{-6} \text{ Гкал} = 10^{-3} \text{ Мкал} = 4,1868 \text{ кДж} = 426,935 \text{ кгс} \cdot \text{м};$$

$$1 \text{ кгс} \cdot \text{м} = 9,80665 \text{ Дж} = 2,34228 \text{ ккал} = 2,72407 \cdot 10^{-3} \text{ Вт} \cdot \text{ч}.$$

Мощность (здесь и далее приводятся округленные значения)

$$1 \text{ кВт} = 102 \text{ кгс} \cdot \text{м/с} = 860 \text{ ккал/ч} = 0,239 \text{ ккал/с};$$

$$1 \text{ кгс} \cdot \text{м/с} = 9,81 \text{ Вт}.$$

Давление (механическое напряжение)

$$1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2 = 0,102 \text{ кгс/м}^2 = 10,2 \cdot 10^{-6} \text{ кгс/см}^2 \text{ (ат)} = 102 \cdot 10^{-9} \text{ кгс/мм}^2 = 10^{-5} \text{ бар} = 0,102 \text{ мм вод. ст.} = 7,50 \cdot 10^{-3} \text{ мм рт. ст.};$$

$$1 \text{ кПа} = 10,2 \cdot 10^{-3} \text{ ат}; 1 \text{ МПа} = 10,2 \text{ ат};$$

$$1 \text{ кгс/см}^2 \text{ (ат)} = 98,1 \cdot 10^{-3} \text{ Па} = 0,0981 \text{ МПа} = 0,981 \text{ бар} = 10^4 \text{ мм вод. ст.} = 735,6 \text{ мм рт. ст.}$$

Удельная массовая теплоемкость, удельная энтропия

$$1 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)} = 0,239 \text{ ккал/(кг} \cdot \text{К)};$$

$$1 \text{ ккал/(кг} \cdot \text{К)} = 4,187 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплоотдачи и теплопередачи

$$1 \text{ кДж/(м}^2 \cdot \text{К} \cdot \text{ч)} = 0,239 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{К} \cdot \text{ч)};$$

$$1 \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)} = 860 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{К} \cdot \text{ч)};$$

$$1 \text{ ккал/(м}^2 \cdot \text{К} \cdot \text{ч)} = 4,187 \text{ кДж/(м}^2 \cdot \text{К} \cdot \text{ч)} =$$

$$= \frac{1}{860} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)} = 1,163 \text{ Вт/(м}^3 \cdot \text{К)};$$

$$1 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} = 3,6 \text{ кДж/(м}^2 \cdot \text{К} \cdot \text{ч)}.$$

Условные обозначения основных величин

Обозначение	Наименование величины	Обозначение	Наименование величины
<i>A</i>	Энергетический коэффициент сложного цикла	<i>W</i>	Работа, совершаемая в цикле, Дж
<i>B</i>	Расход, запас топлива, кг/ч; т/ч; кг/год; т/год; т	<i>x</i>	Коэффициент холостого расхода пара, теплоты, % (безразмерный); паросодержание пароводяной смеси, %
<i>b</i>	Удельный расход топлива, кг/(кВт·ч); г/(кВт·ч); т/(МВт·ч); кг/ГДж	<i>y</i>	Коэффициент недовыработки мощности (безразмерный)
<i>C, c</i>	Концентрация примесей в воде, мг/кг	<i>z</i>	Общее число ступеней регенеративного подогрева воды, агрегатов электростанции, энергоблоков
<i>c</i>	Удельная стоимость (топлива и пр.); скорость среды, м/с; удельная теплоемкость вещества, кДж/(кг·К)	<i>α</i>	Доля отбора пара, отпуска теплоты из отборов турбины; коэффициент теплового удлинения и расширения (безразмерный); коэффициент теплоотдачи, кДж/(м ² ·ч·К); Вт/(м ² ·К); кВт/(м ² ·К)
<i>D</i>	Массовый расход пара, конденсата, воды (за единицу времени), кг/с; кг/ч; т/ч; т/год	<i>β</i>	Доля отпуска теплоты внешним потребителям (безразмерная); доля использования (потери) продувочной воды парового котла (безразмерная)
<i>d</i>	Удельный массовый расход пара, кг/(кВт·ч); т/(МВт·ч); диаметр трубопровода, см; м; мм	<i>γ</i>	Удельный вес, Н/м ³ ; кН/м ³ ; МН/м ³
<i>e</i>	Коэффициент рабочего времени (безразмерный)	<i>δ</i>	Относительный предел охлаждения воды, °С
<i>F</i>	Поверхность нагрева (охлаждения) теплообменника; площадь, м ² ; км ² ; га	<i>Δ</i>	Общий подогрев воды в нескольких регенеративных подогревателях, кДж/кг; температурный перепад, напор, °С
<i>f</i>	Коэффициент нагрузки, %; удельная площадь, км ² /ГВт; м ² /кВт; площадь сечения трубопровода, см ² ; м ²	<i>Δp</i>	Повышение давления (насосом), Па; кПа; МПа
<i>G</i>	Массовый расход воды (охлаждающей, тепловой сети), кг/ч; т/ч	<i>Δt</i>	Повышение температуры, °С
<i>g</i>	Коэффициент использования нагрузки, мощности (безразмерный); ускорение свободного падения, м/с ²	<i>Δh</i>	Повышение энтальпии, кДж/кг
<i>H</i>	Температурный перепад пара, работа насоса, кДж/кг; высота подъема, м, мм; гидравлическое сопротивление, Н/м ² ; Па; кПа; МПа	<i>ε</i>	Характеристика теплообменника (безразмерная); доля отпуска теплоты промышленному потребителю
<i>h</i>	Энтальпия пара, воды, кДж/кг	<i>ζ</i>	Коэффициент трения, местного гидравлического сопротивления (безразмерный)
<i>k</i>	Коэффициент теплопередачи, кДж/(м ² ·ч·К); Вт/(м ² ·К); кВт/(м ² ·К); коэффициент рассеяния теплоты теплообменником	<i>η</i>	Коэффициент полезного действия, % (или безразмерный)
<i>L, l</i>	Длина трубопровода, здания, помещения, м	<i>θ, θ</i>	Недогрев воды; остаточный перегрев пара; избыточная температура дренажа, °С (θ); кДж/кг (θ)
<i>M</i>	Масса, кг, т; момент силы (изгибающий, крутящий), Н·м	<i>θ</i>	Температура воздуха (по сухому термометру), °С
<i>m</i>	Кратность охлаждения, кг/кг; т/т	<i>λ</i>	Теплопроводность, кДж/(м·ч·К)
<i>n</i>	Число энергоблоков, ступеней регенеративного подогрева воды, параллельных линий трубопровода; частота вращения машины, об/мин; коэффициент запаса прочности металла	<i>ξ</i>	Коэффициент ценности теплоты (безразмерный)
<i>N</i>	Мощность, нагрузка (электрическая), Вт; кВт; МВт; ГВт	<i>Π</i>	Знак произведения
<i>P</i>	Усилие, сила, Н; кН; МН	<i>p</i>	Коэффициент резерва (безразмерный); удельная (массовая) плотность вещества, удельная насыпная масса, кг/л; кг/м ³ ; т/м ³
<i>p</i>	Давление пара, воды, Н/м ² ; Па; кПа; МПа; коэффициент готовности (безразмерный)	<i>σ</i>	Механическое напряжение (в металле), Па; кПа; МПа
<i>Q</i>	Расход теплоты, тепловая нагрузка, Дж/ч; ГДж/ч, ГДж/год; кВт/(кДж/с); кДж/кг	<i>Σ</i>	Знак суммы
<i>q</i>	Удельный расход теплоты, кДж/(кВт·ч); кДж/кг; коэффициент неготовности	<i>τ</i>	Подогрев воды, кДж/кг; температура воздуха (по смоченному термометру), °С; напряжение кручения, Па; кПа; МПа; время, ч
<i>R</i>	Радиус (изгиба трубы)	<i>φ</i>	Относительная влажность воздуха, %; коэффициент прочности сварного шва трубопровода (безразмерный)
<i>r</i>	Удельный (относительный) прирост (расхода пара, теплоты, топлива), кг/(кВт·ч); т/(МВт·ч); кДж/(кВт·ч); кДж/кДж; скрытая теплота парообразования, кДж/кг	<i>Ω</i>	Коэффициент отключаемой мощности (безразмерный)
<i>S</i>	Годовые эксплуатационные расходы, издержки производства, руб/год; энтропия, кДж/(кг·К)	<i>ω</i>	Доля электрической мощности (безразмерная)
<i>s</i>	Себестоимость электроэнергии, коп/(кВт·ч); руб/(МВт·ч); толщина стенки трубопровода, мм	<i>З</i>	Расчетные затраты, руб.; руб/год
<i>T</i>	Температура абсолютная, К; время, с, ч; ч/год; лет	<i>з</i>	Удельные расчетные затраты, руб/(кВт·год); коп/(кВт·ч)
<i>t</i>	Температура, °С	<i>И</i>	Издержки производства (годовые эксплуатационные расходы), руб/год
<i>V</i>	Объем, м ³ ; л; объемный расход, пропуск среды за единицу времени, м ³ /с; м ³ /сут	<i>и</i>	Удельные издержки производства (себестоимость энергии), коп/(кВт·ч), руб/(кВт·год)
<i>v</i>	Удельный объем, л/кг; м ³ /кг; м ³ /т		

Обозначение	Наименование величины	Обозначение	Наименование величины
<i>К</i> <i>к</i> <i>М</i> <i>Э</i>	Капитальные вложения, руб. Удельные капиталовложения, руб/кВт Машино-часы Выработка, отпуск электрической энергии, кВт·ч; кВт·ч/г; МВт·ч; МВт·ч/г	<i>э</i>	Удельная выработка, потребление электроэнергии, кВт·ч/кг; кВт·ч/т; кВт·ч/ГДж; относительное потребление электроэнергии, мощности, % (или безразмерное)

Индексы при буквенных обозначениях величин

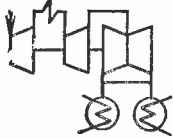
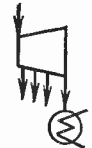
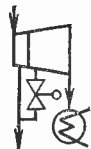
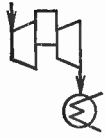
Индекс	Значение индекса	Индекс	Значение индекса
<i>а</i>	Адиабатный (изоэнтропный); абсолютный	<i>п. п</i>	Промежуточный (вторичный) перегрев
<i>бр</i>	Брутто	<i>пр</i>	Продувка
<i>в</i>	Вода, воздух, верхний, входной	<i>р</i>	Радиация (солнечная), раздельный, редуцированный, расчетный
<i>вн</i>	Внешний	<i>раб</i>	Работающий (рабочий) агрегат, энергоблок
<i>вт</i>	Внутренний	<i>рез</i>	Резервный
<i>г</i>	Газ, геометрический (геодезический), год (годовой), генератор, горячий	<i>с</i>	Ступень, сопротивление (гидравлическое), собственный (расход энергии), станция, сетевой
<i>д</i>	Добавочный, дренаж, деаэратор	<i>сут</i>	Суточный
<i>и</i>	Испарение	<i>т</i>	Тепловая энергия, топливо, тепловой, теплофикационный, турбинный
<i>к</i>	Конечный, концевой, конденсационный, конденсат, конденсатный, крутящий (момент)	<i>т. п</i>	Тепловой потребитель, турбина приводная
<i>м</i>	Максимально длительный, механический, местный (сопротивление)	<i>тр</i>	Трубопровод, транспорт (теплоты), трение
<i>макс</i>	Максимальный	<i>у</i>	Условный, уплотнения, установка
<i>мин</i>	Минимальный	<i>уст</i>	Установленный
<i>н</i>	Нормальный, насыщенный, нижний, низший, нетто, нагнетание (напор), надстройка	<i>ут</i>	Утечка
<i>нар</i>	Наружный	<i>ф</i>	Фазовый (переход вещества)
<i>о</i>	Отпускаемый, относительный, обратный, очищенный (химически), охлаждающий	<i>х</i>	Химический, холодный
<i>от</i>	Отопление	<i>ц</i>	Циркуляционный
<i>п</i>	Пар, потребитель (тепловой промышленный, производственный), противодействие, подающий, подогрев, подогреватель, перегрев, промежуточный, питательный, привод, пиковый, пристройка (высоких параметров), подпиточная (вода)	<i>э</i>	Электрический, энергетический, эквивалентный
<i>п. к</i>	Паровой котел	<i>э</i>	Относимый к электроэнергии
<i>пе</i>	Перегретый, первичный	<i>е</i>	Эффективный
<i>п.п</i>	Паропреобразователь, пароперегреватель	<i>и</i>	Внутренний
		<i>г</i>	Регенеративный
		<i>т</i>	Термический
		<i>з</i>	Последний (отбор пара из турбины)
		Δ	Дополнительный (цикл, установка)
		0	Нулевой, начальный

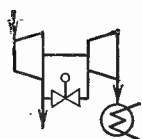
Условные обозначения энергетических установок, оборудования и их элементов (в тексте, на рисунках, в индексах)

Обозначение	Наименование	Обозначение	Наименование
<i>АД</i>	Атмосферный деаэратор	<i>ГТУ</i>	Газотурбинная установка
<i>АЭС</i>	Атомная электростанция	<i>ГРЭС</i>	Государственная районная электростанция
<i>АКЭС</i>	Атомная конденсационная электростанция	<i>Д</i>	Деаэратор
<i>АТЭЦ</i>	Атомная ТЭЦ	<i>ДН</i>	Дренажный насос
<i>Б</i>	Бак, бачок	<i>ДПВ</i>	Деаэратор питательной воды
<i>БН</i>	Буферный насос	<i>Др</i>	Дроссельный клапан
<i>БОУ</i>	Блочная обессоливающая установка	<i>Е</i>	Парогенератор барабанный (с естественной циркуляцией)
<i>БРОУ</i>	Быстродействующая редуциционно-охлаждающая установка	<i>З</i>	Задвижка
<i>Г</i>	Генератор (электрический)	<i>И</i>	Испаритель
<i>ГАЭС</i>	Гидроаккумулирующая электростанция	<i>К</i>	Котел водогрейный, конденсатор, турбина конденсационная
<i>ГЭС</i>	Гидроэлектростанция	<i>К</i>	Клапан
<i>ГО</i>	Газоохладитель		

Обозначение	Наименование	Обозначение	Наименование
КН	Конденсатный насос	ПЭН	Питательный электронасос
КО	Конденсационная турбина с регулируемым отбором пара	Р	Расширитель, редуктор
КЭС	Конденсационная электростанция	РОУ	Редукционно-охладительная установка
МЗ	Машинный зал	РУ	Редукционная установка, раздельная установка
МХ	Мазутное хозяйство	С	Сепаратор; сеть тепловая
Н	Насос	СМ	Смеситель
О	Отбор пара из турбины (регулируемый); охладитель	СН	Сетевой насос
ОК	Обратный клапан	СП	Сетевой подогреватель
ОУ	Охладитель пара уплотнений	СПП	Сепаратор-пароперегреватель
ОЭ	Охладитель пара эжекторов	Т	Турбина, теплофикационный (отопительный) отбор пара из турбины
П	Промышленный, производственный отбор пара из турбины; подогреватель (регенеративный, сетевой)	ТП	Турбопривод
ПВД;	Подогреватель регенеративный (высокого, низкого давления)	ТР	Трубопровод
ПНД	Парогенератор	ТУ	Турбинная установка
ПР	Турбина с противодавлением	ТЭС	Тепловая электростанция
П; Р	Парогазовая установка	ТЭЦ	Теплоэлектроцентраль
ПГУ	Пароперегреватель (первичный)	У	Уплотнения (турбины, насоса)
ПЕ	Паровой котел	Ц	Цилиндр турбины; ЦВД, ЦСД, ЦНД — цилиндр высокого, среднего, низкого давления турбины
ПК	Питательный насос	ЦПЗ	Центральный пылезавод
ПН	Промежуточный перегреватель, паропреобразователь	Ч	Часть (турбины); ЧВД, ЧСД, ЧНД — части высокого, среднего, низкого давления турбины
ПП	Паровая турбина; теплофикационная турбина с промышленным и отопительным отборами пара	Э	Эжектор, экономайзер
ПТ		ЭП	Электропривод
		ЭС	Электрическая станция

ПРИЛОЖЕНИЕ III. ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ГРАФИЧЕСКИЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

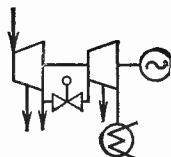
	Паровой котел барабанного типа (с естественной циркуляцией)		Паровая турбина с конденсацией, трехцилиндровая, с промежуточным перегревом пара, с двухпоточным ЦНД
	Паровой котел прямоточный		Паровая турбина с конденсацией и регенеративными отборами пара
	Пароперегреватель, первичный, промежуточный; экономайзер		Паровая турбина с конденсацией и регулируемым отбором пара, одноцилиндровая
	Паровая турбина с противодавлением		Парогенератор реактора ВВЭР
	Паровая турбина с конденсацией одноцилиндровая		Реактор
	Паровая турбина с конденсацией, двухцилиндровая, с однопоточным ЦНД		



Паровая турбина с конденсацией и регулируемым отбором пара, двухцилиндровая



Электрический генератор



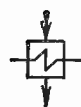
Турбоагрегат, состоящий из двухцилиндровой турбины (с конденсацией, регенеративными и регулируемым отборами пара) и электрического генератора



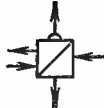
Смешивающий (контактный) подогреватель



Деаэратор с баком



Поверхностный теплообменник; пароводяной, водо-водяной подогреватель; парохладитель



Испаритель (поверхностный), паропреобразователь



Расширитель (сепаратор) продувочной воды парогенератора, горячего дренажа, расширительный бачок



Бак (дренажный, химически очищенной воды и т. д.)



Насос центробежный



Струйный насос (эжектор)



Редуктор (дроссельный клапан)



Парохладитель



Тепловой потребитель



Клапан, задвижка



Обратный затвор



Предохранительный клапан с выхлопной трубой



Конденсатоотводчик



Регулятор питания (уровня)



Дроссельная шайба



Диафрагма



Трубопроводы сиежего пара



Паропроводы давлением больше 20 МПа



Паропроводы низкого давления (отборы и др.)



Трубопроводы «горячего» промежуточного перегрева



Трубопроводы «холодного» промежуточного перегрева



Паровоздушная смесь



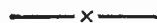
Трубопроводы питательной воды



Конденсатопроводы



Трубопроводы сырой воды



Трубопроводы сетевой воды



Трубопроводы растопочные



Трубопроводы обессоленной воды



Трубопроводы дренажные



Клапан регулирующий



Измерительное устройство расхода среды



Впрыск воды



Дросселирующее устройство



Арматура вакуумная



Предохранительный клапан



Электропривод

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Основные положения Энергетической программы СССР на длительную перспективу. М.: Политиздат, 1984.
2. Рыжкин В. Я. Тепловые электрические станции.—2-е изд., перераб. и доп. М.: Энергия, 1976.
3. Стерман Л. С., Шарков А. Т., Тевлин С. А.—Тепловые и атомные электростанции. М.: Энергоиздат, 1982.
4. Елизаров Д. П. Теплоэнергетические установки электростанций. М.: Энергоиздат, 1982.
5. Гиршфельд В. Я., Морозов Г. Н. Тепловые электрические станции. М.: Энергия, 1986.
6. Гиршфельд В. Я., Князев А. М., Куликов В. Е. Режимы работы и эксплуатация ТЭС. М.: Энергия, 1980.
7. Качан А. Д. Режимы работы и эксплуатация тепловых электрических станций. Минск: Высшая школа, 1978.
8. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети. М.: Энергоиздат, 1982.
9. Малюшенко В. Н., Михайлов А. К. Энергетические насосы: Справочное пособие. М.: Энергоиздат, 1981.
10. Маргулова Т. Х. Атомные электрические станции. М.: Высшая школа, 1984.
11. Правила технической эксплуатации электростанций и тепловых сетей. М.: Энергия, 1977.
12. Нормы технологического проектирования тепловых электрических станций и тепловых сетей. М.: Энергия, 1981.
13. Теплоэнергетика и теплотехника: Справочник/ Под общ. ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина. М.: Энергия, 1980.
14. Щегляев А. В. Паровые турбины. М.: Энергия, 1976.
15. Рихтер Л. А., Волков Э. П., Покровский В. Н. Охрана водного и воздушного бассейнов от выбросов ТЭС. М.: Энергоиздат, 1981.
16. Липов Ю. М., Резников М. И. Парогенераторы электростанций. М.: Энергоиздат, 1981.
17. Теплообменное оборудование паротурбинных установок: Отраслевой каталог/ НИИЭнформэнерго-маш. М., 1984.
18. Иванов В. А. Регулирование энергоблоков. Л.: Машиностроение, 1982.
19. Воронин Л. М. Особенности эксплуатации и ремонта АЭС. М.: Энергоиздат, 1981.
20. Попырин Л. С. Математическое моделирование и оптимизация теплоэнергетических установок. М.: Энергия, 1978.
21. Котельные и турбинные установки энергоблоков мощностью 500 и 800 МВт/ Под ред. В. Е. Дорошук и В. Б. Рубина. М.: Энергия, 1979.
22. Паротурбинные установки атомных электростанций/ Под ред. Ю. Ф. Косыка. М.: Энергия, 1978.
23. Оптимизация параметров тепловых схем в определении показателей турбоустановок ТЭС и АЭС/ В. Я. Рыжкин, С. В. Цанев, И. Н. Тамбиева, Л. С. Короткова. М.: Изд-во МЭИ, 1982.
24. Стефани Е. П. Основы построения АСУ ТП. М.: Энергоиздат, 1982.
25. Дуэль М. А. Автоматизированные системы управления энергоблоками с использованием средств вычислительной техники. М.: Энергоиздат, 1983.
26. Плотинский В. И., Погорелов В. И. Автоматическое управление и защита теплоэнергетических установок АЭС. М.: Энергоатомиздат, 1983.
27. Всережимное автоматическое регулирование крупных энергоблоков/ Н. И. Давыдов, Е. Г. Козырева, А. Д. Меламед, Э. Э. Микушевич. М.: Информ-энерго, 1979. Вып. 4.
28. Рыжкин В. Я., Кузнецов А. М. Анализ тепловых схем мощных конденсационных блоков. М.: Энергия, 1972.
29. Горшков А. С. Техничко-экономические показатели тепловых электростанций. М.: Энергоатомиздат, 1984.
30. Смешивающие подогреватели паровых турбин/ В. Ф. Ермолов, В. А. Пермиков, Г. И. Ефимочкин, В. Л. Вербицкий. М.: Энергоатомиздат, 1982.
31. Рихтер Л. А. Газовоздушные тракты тепловых электростанций. М.: Энергоатомиздат, 1984.
32. Шкабардия М. С. Совершенствование автоматизированных систем управления технологическими процессами атомных электростанций// Теплоэнергетика. 1984. № 8. С. 2—4.
33. Грицков В. И., Демситьев В. А., Горелик А. Х. Использование микропроцессорных управляющих комплексов в АСУ ТП энергоблоками АЭС и ТЭС// Теплоэнергетика. 1982. № 10. С. 7—8.
34. Плетнев Г. П. Автоматизированное управление объектами тепловых электростанций. М.: Энергоиздат, 1981.
35. Рыжкин В. Я., Тамбиева И. Н. О распределении регенеративного подогрева питательной воды аналитическим методом и с использованием «индифферентной» точки// Теплоэнергетика. 1978. № 4. С. 59—60.
36. Рыжкин В. Я., Тамбиева И. Н., Короткова Л. С. Распределение регенеративного подогрева воды в турбоустановке с промежуточным перегревом и охладителем пара// Теплоэнергетика. 1980. № 8. С. 21—23.
37. Рыжкин В. Я., Цанев С. В., Марченко Е. М. Энергетические показатели ТЭС с разомкнутой сушкой топлива и регенеративным подогревом воздуха// Электрические станции. 1972. № 1. С. 24—26.
38. Рыжкин В. Я., Тамбиева И. Н., Цанев С. В. Распределение регенеративного подогрева воды на ТЭС с промежуточным перегревом пара// Энергомашиностроение. 1972. № 10. С. 5—7.
39. Рыжкин В. Я. Развитие тепловых электрических станций в Советском Союзе// Энергетика. 1967. № 10. С. 58—65.
40. Рыжкин В. Я., Цанев С. В., Сарвате С. С. Оптимизация параметров регенеративного подогрева воды в реальной тепловой схеме АЭС// Теплоэнергетика. 1981. № 2. С. 12—15.
41. Рыжкин В. Я., Цанев С. В., Сарвате С. С. Оптимизация распределения регенеративного подогрева воды в турбоустановках на насыщенном паре, с внешней сепарацией и двумя ступенями перегрева пара// Изв. вузов. Сер. Энергетика. 1981. № 2. С. 36—42.

А

Абсолютный электрический КПД турбоустановки 16, 17, 21
 — — — электростанции 15
 Аварийность 178
 Аварийный резерв в энергосистеме 178, 179
 Авария 9, 178
 Автоматизированная система управления отраслью энергетики (ОАСУ) 281
 — — — тепловой электростанцией (АСУ ТЭС) 289, 290
 Автоматическая система регулирования (АСР) 282
 — частотная разгрузка (АЧР) 179
 Автоматическое включение резервного насоса (АВР) 133
 Анализ топливноиспользования 272, 273
 Арматура трубопроводов 204, 205
 Атомная электростанция конденсационная (АЭС) 12
 — — — установленная мощность 6, 7
 Аэрозолоб золоудаления 248

Б

Багерная насосная станция золоудаления 249
 Базовая электростанция 13
 Бак деаэрационный аккумулирующий 125, 130
 Баланс мощностей в теплофикационной турбине 24
 — питательной воды котлов 80, 87
 Барботажные устройства деаэратора 125
 Бездеаэрационная схема энергоблока 132 — 134
 Береговая насосная 235
 Блочная структура электростанции 12
 Блочный щит управления 292, 293
 Бункерное отделение, компоновка 208
 Бустерный питательный насос 128, 129

В

Вагоноопрокидыватель 243, 244
 Вероятность отказа оборудования 178
 Ветровая электростанция 7
 Взрывоопасная концентрация газа в воздухе 247
 Внешние потери пара и конденсата 86, 87
 Внутренние потери пара и конденсата 80, 81, 87
 Внутренний относительный КПД турбины 17, 37
 Внутренняя мощность газовой турбины 297
 — — паровой турбины 16
 Водозабор глубинный 236, 238
 Водоем-охладитель 237—239
 Воздушная аккумулирующая установка 13, 309
 — высоковольтная линия электропередачи (ВЛ) 7
 Выбор вентиляторов 185, 186
 — дымососов 185, 186
 — насосов 181 — 183
 — оборудования водоподготовки 186, 187
 — — пылеприготовления 184, 185
 — теплообменников 183, 184
 — циркуляционных насосов 182, 183, 236, 237
 Выброс загрязняющих веществ 250 — 252
 Высота дымовой трубы 259

Г

Газовое хозяйство ТЭС 247
 Газовый промперегрев пара 41, 42

Газораспределительная станция (ГРС) 247
 Газотурбинная воздушно-аккумулирующая установка 309
 Газотурбинная установка ГТ-100 294
 — — ГТЭ-150 294 — 296
 Гарантии завода-изготовителя по тепловой экономичности 20
 Геотермальная электростанция 7, 313
 Гидравлический КПД насоса 19
 — расчет трубопровода 198, 199
 Гидравлическое испытание трубопровода 207
 Гидроаккумулирующая электростанция (ГАЭС) 7, 13
 Гидрозолоудаление 247
 Гидроэлектростанция, использование гидроресурсов 6
 — пиковая 13
 Главные трубопроводы ТЭС 12, 197
 Глубина выгорания ядерного топлива 22
 Годовая потребность реактора в ядерном топливе 22
 Годовое время использования максимальной отопительной нагрузки 11
 — число часов использования максимальной мощности 10, 11
 — — — установленной мощности 11, 13, 22
 Годовой график продолжительности нагрузки 10
 — расход топлива на ТЭЦ, расчет 120, 121, 275
 Годовые показатели КЭС 274, 275
 — — ТЭЦ 275
 Горячее водоснабжение 104, 109
 Государственная районная электростанция (ГРЭС) 12
 Гравитационная схема включения ПНД 56, 73 — 75
 Градирия 238 — 243
 График электрической нагрузки 9, 10

Д

Давление питательного насоса 181, 182
 Дамба золоотвала 249
 Деаэратор 122 — 128
 — тепловой расчет 126 — 128
 Деаэрационное отделение, компоновка 208
 Деаэрационная колонка 123 — 126
 Деаэрация воды термическая 121, 122
 Действительный цикл водяного пара в T, s -диаграмме 17, 35, 39
 Диаграмма режимов ПТ-60-130/13 96, 97
 — — ПТ-80-130/13 113, 115
 — h, s работы водяного пара в турбине 17, 18, 33, 34, 38, 47, 55, 131, 144
 — T, s цикла водяного пара 17, 35, 39
 Диаметр паропровода к потребителю, оптимизация 100, 101
 — трубопровода внутренний расчетный 199
 — устья дымовой трубы 260
 Доля теплоты, затрачиваемой в турбоустановке на внешнего потребителя пара 26
 — — — — подсушку топлива 30
 Допуск к толщине стенки трубы 199
 Допускаемое напряжение в стали трубопровода 200, 201
 Допустимая скорость коррозии поверхности нагрева 31
 Дубль-блок, технологическая структура 12
 Дымовые трубы ТЭС 259, 260

Мировые энергетические ре

Моноблок ТЭС, структура 12
Монтажная площадка 210
Мостовой кран главного корпуса 210, 211
Мощность привода компрессора ГТУ 297
— тягодутьевой машины 185
— — — регулирование 186

Н

Наброс нагрузки энергоблока 271, 272
Надежность схемы трубопроводов, оценка 202 — 204
— энергоснабжения потребителей 14
Надстройка действующей электростанции 48, 49
Напорный водяной бассейн АЭС 236
Начальные параметры пара на ТЭС 32, 52
— — — экономическое обоснование 49 — 52
Недогрев воды в поверхностном подогревателе 56
Нейтральная точка тепловой сети 105
Нейтрально-кислородный водный режим энергоблока 56, 132 — 134
Необратимость сжатия воды в насосе 19
Непрерывная продувка котлов, солевой баланс 87
Низкопотенциальный комплекс электростанции 231, 233, 242, 243
Номинальная мощность электростанции 18
Норма продолжительности пуска энергоблока 272, 273
Нормы Госгортехнадзора эксплуатации трубопроводов 197, 207

О

Оборотная система водоснабжения 232, 234, 237 — 243
Объединенная энергосистема 7, 8
Объединенное диспетчерское управление 8
Объемная циркуляция воды в водоеме 238
Окраска трубопровода 207
Оперативный персонал 269, 270
Опора трубопровода 205, 206
Оптимальная температура в начале промперегрева 40
Оптимальное давление промперегрева пара 40
Оптимизация вакуума 52, 53, 234
— параметров регенеративного подогрева 57 — 61, 67, 69, 79, 80
Отказ в работе оборудования ТЭС 177, 178, 270, 271
Открытая схема отпуска теплоты ТЭЦ 86, 106, 107
Открытое распродустройство, размещение на генплане 263 — 268
Относительный располагаемый теплоперепад пара 34
— электрический КПД турбоустановки 17
— эффективный КПД турбины 17
Отопительная характеристика здания 102
Отопительно-вентиляционная тепловая нагрузка 11
Отопительный сезон, характеристики 102, 103, 110
Отпуск теплоты котельной установкой 276, 278
Охладитель выпара деаэратора 124, 132
Очистка дымовых газов от серы 256, 257

П

Параметр формы золоуловителя 253, — 255
Параметры промежуточного перегрева пара 38 — 41
Паровая сушка топлива 29
Пароводяной тракт ТЭС 14
Паровой баланс турбины 80, 87
— промперегрев 42, 46, 47
Парогазовая установка ПГУ-200 (250) 299
— — — полувзвешиваемая 297, 303 — 305
— — — с внутрцикловой газификацией топлива 297, 305, 306
— — — высоконапорным парогенератором (ВПГ) 297 — 299
— — — утилизационным паровым котлом (УПК) 297, 301 — 303
— — — со сбросом газов в топку парового котла 297, 299 — 301, 308

Парогенератор двухконтурной АЭС, КПД 21
Пароохладитель теплообменника 64 — 66
Паропреобразователь 86, 88, 89, 99, 100
Паротурбинный привод питательного насоса см. Турбопривод
Перекачивающий насос 56
Пиковая электростанция 13
Питательная вода котла, наимыгоднейшая температура 61, 79, 80
— — — предельная температура 61, 79
— — — энтальпия 53, 60, 61
Питательный насос, схема включения 128, 129
План ГОЭЛРО 5, 7, 8
Плотность орошения градирни 240
Пневмогидрозолаудаление 247, 248
Повышение давления промперегрева на ТЭЦ 46
Подавление выбросов оксидов азота 257
Подогрев воды в насосе 19, 96, 145, 280
— воздуха перед котлом, рекомендуемая температура 79, 80
— газов рециркуляции котла отборным паром турбины 32
Подогреватель высокого давления (ПВД) 74 — 78
— низкого давления поверхностного типа 70 — 72
— — — смешивающего типа 72 — 74
Подпиточная вода теплосети, нормы качества 106
Показатели ГТУ 294
Показатель качества энергии 14
Ползучесть металла паропровода 207
Полный сброс электрической нагрузки 270, 271
Полупиковая электростанция 13
Потери давления в трубопроводе 199
— при дросселировании пара в клапанах турбины 17, 145
— теплоты в паровом котле 20
Потери на транспорт электроэнергии в электрических сетях 8
— от механической неполноты сгорания топлива в котле 20
— — — химической неполноты сгорания топлива в котле 20
— с теплотой жидких шлаков котла 20
— — — уходящими газам котла 20
— теплоты в окружающую среду 20
— — — холодном источнике в цикле Ренкина 16
Потребители технической воды на электростанции 231
Потребление топлива, структура 8
— электроэнергии годовое 8
— — — на 1 жителя 8
Правила техники безопасности (ПТБ) 270
— технической эксплуатации электростанций (ПТЭ) 270
Предварительная подсушка топлива 29 — 31
Предварительный подогрев котельного воздуха паром отборов турбин 29, 31
Предел длительной прочности 201
Предельно допустимая концентрация вредного вещества 251
Приливная электростанция 7
Принципиальная тепловая схема АЭС, расчет 141, 165 — 167
— — — КЭС, расчет 140
— — — ТЭС, расчет 140 — 142
— — — ТЭЦ, расчет 141, 159
— — — — с турбиной Р-100-130/15 143
— — — — ПТ-135-130/15 143
— — — — энергоблоком Т-250-240 159 — 164
— — — — энергоблока К-210-130 141
— — — — К-500-240-4 142
— — — — К-800-240-5 149
— — — — К-1000-60/1500 167 — 173
— — — — К-1000-60/68-3000 144
— технологическая схема электростанции 14
Простройка к действующей электростанции 48

Типовая энергетическая характеристика парового котла 139
 — турбины 135, 136
 Тканевый фильтр 255
 Толщина стенки трубопровода 199, 200
 Топливо-газовоздушный тракт ТЭС 14
 Топливо-транспортное хозяйство электростанций 243
 Топливо-энергетический комплекс 6
 Транспорт электроэнергии 7, 8
 Требования безопасности на ТЭС 14
 Трубинная система ПНД 70
 Турбинная установка, состав оборудования 13
 Турбопривод питательных насосов 19, 129, 130—132
 Турбоустановка ПТ-60-130/13 96
 — ПТ-80-130/13 113, 115
 — Р-100-130/15 93, 143
 — Т-100-130 110, 111
 — ПТ-135-130/15 143, 195—197
 — Т-175-130 114
 — Т-180-130 144
 — К-210-130 141
 — Т-250-240 113, 159—164
 — 300 МВт 132, 133
 — Т-450-62 116
 — 500 МВт 142, 189—191, 194, 215
 — 800 МВт 149, 215, 216, 219—221, 224
 — 1000 МВт АЭС 144, 167—173, 192—195, 228, 229
 — 1200 МВт 222, 223

У

Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении 24, 25, 28, 34, 44, 45
 — теплоемкость воды и водяного пара 36
 Удельное электрическое сопротивление дымовых газов 254
 Удельный объем главного корпуса 223
 — расход пара на турбину 19
 — теплоты на выработку электроэнергии в турбине с противодавлением, расчет по обратному балансу 95, 121
 — турбоустановку 19, 22, 277, 279
 — топлива 20, 21
 — на отпуск электроэнергии 277, 279, 280
 — ТЭЦ для внешнего потребителя теплоты 27
 — на электроэнергию 27
 Уклон трубопровода 206
 Унификация начальных параметров пара на КЭС и ТЭЦ 43
 — турбин на ТЭЦ 180, 181
 Уравнение непрерывности (сплошности) потока 198, 199
 — состояния воды и водяного пара 175
 Условное давление трубопровода 198
 — топливо, теплота сгорания 20
 Условный проход (диаметр) трубы 198
 — фазовый переход воды в сверхкритической области 35, 36
 Установка предварительного подогрева воздуха 31
 Установленная мощность электростанции, годовое число часов использования—см. Годовое число часов...
 — электростанций СССР, структура 8, 9
 — энергоблока 11
 Устройство логического управления 284
 Уходящие газы котла, наимыгоднейшая температура 79
 Учебный тренажер 270
 Учет топлива 244

Ф

Физический метод распределения теплоты на ТЭЦ 22, 25, 28, 53, 277—280
 — ПГУ 307, 308
 Формула Россандера 102, 103

Функционально-групповое управления оборудованием 291

Х

Характеристики ЧВД турбины Т-100-130 112
 Хребтовая балка котла 214

Ц

Центральное диспетчерское управление ЕЭС СССР 8
 Центральный пылезавод 29
 Центробежный скруббер 254
 Цикл Карно 32
 — Ренкина 15, 32, 33, 34
 — водяного пара на АЭС 21, 33, 34
 Циклонный золоуловитель 253, 254

Ч

Число ступеней регенеративного подогрева 57, 79

Ш

Шаг колонн главного корпуса 210
 Шероховатость труб 201, 202
 Шум от ТЭЦ 259
 Шумоглушитель 259

Э

Эквивалентное напряжение в металле трубопровода 201
 Эквивалентный теплоперепад 55
 — цикл Карно 35, 39, 41
 Экибастузский топливно-энергетический комплекс 6, 7, 13, 189, 214, 215, 238, 244
 Экономические требования к ТЭС 14
 Экономия органического топлива в СССР 9
 — топлива при комбинированном производстве электроэнергии и теплоты 28, 29, 44, 45, 55
 Электрическая мощность ГТУ 297
 Электрический КПД генератора 16
 Электропривод питательного насоса 129, 130, 132
 Электрофильтр золоулавливания 254, 255
 Энергетическая характеристика аналитическая многофакторная парового котла 139, 140
 — турбины Т-100-130 136, 137
 — Т-175-130 137, 138
 — Т-250-240 138
 — турбины Р-100-130/15 93—95
 — энергоблока 134, 135
 Энергетические показатели энергоблока 148, 159, 164, 165, 173, 174
 Энергетический баланс конденсационной турбоустановки 19
 — калорифер 31
 — коэффициент дополнительного цикла перегрева пара 35
 — пара отбора теплофикационной турбины 26
 — промперегрева 39
 — регенеративного отбора 54, 62
 Энергетическое управление теплофикационного турбоагрегата 23
 Энергоблок 12
 Энергосистема 7
 — «Мир» 7
 Эффективная мощность приводной турбины 19
 — турбины 16
 Эффективность теплофикации — см. Экономия топлива при комбинированном производстве

Я

Ядерное топливо, удельный расход 22

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие к третьему изданию	3	5.4. Оптимальные параметры регенеративного подогрева воды на конденсационной электростанции без промежуточного перегрева пара	58
Из предисловия ко второму изданию	4	5.5. Регенеративный подогрев воды на КЭС с промежуточным перегревом пара	62
Глава первая. Энергетика и типы электростанций	5	5.6. Пароохладители в схеме регенеративного подогрева воды при промежуточном перегреве пара	64
1.1. Энергетические ресурсы, виды электростанций, потребление энергии	5	5.7. Регенеративный подогрев воды на ТЭЦ	66
1.2. Виды потребления энергии и графики нагрузок ТЭС	9	5.8. Регенеративный подогрев воды в турбоустановках насыщенного водяного пара	68
1.3. Типы тепловых электростанций	11	5.9. Типы конструкций регенеративных подогревателей	70
1.4. Состав теплового хозяйства и технико-экономические требования к ТЭС	13	5.10. Экономически наимыгоднейшая температура питательной воды	79
Глава вторая. Энергетические показатели конденсационной электростанции	15	Глава шестая. Балансы пара и воды, способы восполнения их потерь	80
2.1. Основной энергетический показатель электростанции	15	6.1. Балансы пара и воды на КЭС. Добавочная вода и требования к ней	80
2.2. Основные составляющие абсолютного КПД электростанции	16	6.2. Химическая и термическая подготовка добавочной воды. Одноступенчатые и двухступенчатые испарительные установки	81
2.3. Расходы пара, теплоты и топлива	18	6.3. Включение испарительных установок в схемы КЭС и ТЭЦ	85
2.4. Энергетические показатели конденсационной атомной электростанции	21	6.4. Схемы, балансы пара и воды на ТЭЦ с отпуском пара из отбора турбины и химической подготовкой добавочной воды. Продувка котлов и ее использование	86
Глава третья. Энергетические показатели теплоэлектроцентралей	22	6.5. Схема отпуска пара через паропреобразовательную установку	88
3.1. Расходы теплоты и коэффициенты полезного действия теплоэлектроцентрали	22	6.6. Схема отпуска пара из отбора турбины с восполнением потерь дистиллятом из многоступенчатой испарительной установки	89
3.2. Расход пара на теплофикационную турбину	23	6.7. Устройство испарителей	91
3.3. Сопоставление расходов теплоты и КПД по производству электроэнергии теплофикационным и конденсационным путем	25	Глава седьмая. Отпуск технологического пара на ТЭЦ	92
3.4. Тепловая экономичность и расход топлива на ТЭЦ	26	7.1. Потребители технологического пара	92
3.5. Сравнение комбинированного и раздельного производства электрической и тепловой энергии	27	7.2. Отпуск пара от турбин с противодействием	93
3.6. Использование отработавшей теплоты турбины в котельной установке	29	7.3. Режимы работы турбин типов Р и ПТ	96
Глава четвертая. Начальные параметры и промежуточный перегрев пара	32	7.4. Восполнение потерь конденсата	98
4.1. Общие положения	32	7.5. Применение паропреобразовательной установки	99
4.2. Зависимость тепловой экономичности конденсационных турбоустановок от начальных параметров пара	33	Глава восьмая. Отпуск теплоты на отопление	101
4.3. Параметры и схемы промежуточного перегрева пара	38	8.1. Потребление теплоты для бытовых нужд	101
4.4. Высокие параметры и промежуточный перегрев пара на теплоэлектроцентралях	42	8.2. Системы теплоснабжения	104
4.5. Параметры пара атомных электростанций	46	8.3. Регулирование отпуска теплоты с горячей водой	107
4.6. Расширение и модернизация действующих электростанций установками высоких параметров	47	8.4. Покрывте отопительной нагрузки на ТЭЦ	109
4.7. Экономические значения параметров пара	49	8.5. Теплофикационные турбины с отопительными отборами	110
Глава пятая. Регенеративный подогрев питательной воды	53	8.6. Сетевые подогревательные установки	116
5.1. Общая характеристика регенеративного подогрева воды и его энергетическая эффективность	53	8.7. Пиковые водогрейные котлы	117
5.2. Расход пара на турбину с регенеративными отборами	55	8.8. Выбор вариантов ТЭЦ	120
5.3. Типы подогревателей и схемы их включения	55	Глава девятая. Деаэрационные и питательные установки	121
		9.1. Деаэрационные установки	121
		9.2. Питательные насосные установки	128
		9.3. Бездеаэрационные схемы паротурбинных установок	132

Глава десятая. Энергетические характеристики оборудования ТЭС	134	Глава пятнадцатая. Техническое водоснабжение	231
10.1. Энергетические характеристики энергоблоков	134	15.1. Потребление воды на ТЭС. Источники и системы водоснабжения	231
10.2. Энергетические характеристики конденсационных турбин	135	15.2. Прямоточные системы технического водоснабжения	235
10.3. Энергетические характеристики теплофикационных турбин	136	15.3. Обратные системы технического водоснабжения	237
10.4. Энергетические характеристики паровых котлов	139	15.4. Технико-экономические характеристики систем водоснабжения	242
Глава одиннадцатая. Составление и методика расчета принципиальной тепловой схемы паротурбинной электростанции	140	Глава шестнадцатая. Топливное и золовое хозяйство электростанций	243
11.1. Содержание, основы составления и примеры принципиальной тепловой схемы	140	16.1. Общие положения	243
11.2. Методика расчета принципиальной тепловой схемы КЭС	144	16.2. Общая схема и оборудование топливного хозяйства пылеугольной электростанции	244
11.3. Пример расчета тепловой схемы конденсационного энергоблока	148	16.3. Схема и общая характеристика мазутного хозяйства ТЭС. Схема газового хозяйства	245
11.4. Пример расчета тепловой схемы теплоэлектроцентрали	159	16.4. Золовое хозяйство пылеугольной ТЭС	247
11.5. Методика расчета принципиальной тепловой схемы турбоустановки АЭС на насыщенном или слабоперегретом паре	165	16.5. Золоотвалы. Защита водоемов от загрязнения сточными водами системы ГЗУ	249
11.6. Пример расчета тепловой схемы турбоустановки на насыщенном водяном паре	167	Глава семнадцатая. Очистка и удаление дымовых газов в атмосферу	250
11.7. Методика расчета тепловой схемы на электронной вычислительной машине	174	17.1. Общие положения	250
Глава двенадцатая. Выбор оборудования электростанций	177	17.2. Золоулавливание на ТЭС	252
12.1. Выбор мощности электростанций и единичной мощности энергоблоков	177	17.3. Снижение выбросов оксидов серы и азота	256
12.2. Выбор паровых котлов ТЭС блочной структуры и основных агрегатов ТЭЦ	179	17.4. Шум от энергоустановок и мероприятия по его снижению	258
12.3. Выбор вспомогательного оборудования	181	17.5. Удаление дымовых газов в атмосферу	259
Глава тринадцатая. Полная (развернутая) тепловая схема и трубопроводы электростанции	187	Глава восемнадцатая. Выбор площадки и генеральный план электростанции	261
13.1. Общие положения	187	18.1. Выбор площадки	261
13.2. Примеры полной (развернутой) тепловой схемы	189	18.2. Генеральный план электростанции	262
13.3. Основные сведения и характеристики трубопроводов ТЭС	197	Глава девятнадцатая. Вопросы эксплуатации электростанций	269
13.4. Оценка надежности схем трубопроводов	202	19.1. Основные задачи эксплуатации	269
13.5. Арматура, опоры и тепловая изоляция трубопроводов	204	19.2. Определение годовых показателей ТЭС	274
13.6. Монтаж и эксплуатация трубопроводов	206	19.3. Определение КПД электростанций с учетом собственных расходов энергии	275
Глава четырнадцатая. Компоновка главного корпуса электрической станции	208	19.4. Экономические показатели эффективности ТЭС	280
14.1. Общая характеристика компоновки главного корпуса и требования к ней	208	19.5. Автоматизация управления работой оборудования ТЭС и АЭС	281
14.2. Основные типы компоновки турбинного и котельного оборудования	209	Глава двадцатая. Газотурбинные и парогазовые электростанции. Новые типы электростанций	293
14.3. Компоновка главного корпуса пылеугольных электростанций	211	20.1. Схемы и показатели газотурбинных установок электростанций	293
14.4. Компоновка главного корпуса газомазутных электростанций	218	20.2. Парогазовые установки электростанций	297
14.5. Компоновка главного корпуса АЭС	224	20.3. Новые типы электростанций. Электростанции с МГД-установками	309
		Приложение I. Международная система физических единиц (СИ)	314
		Приложение II. Условные буквенные обозначения	315
		Приложение III. Основные условные графические обозначения	317
		Список литературы	320
		Предметный указатель	321

ББК 31.37

Р 93

УДК 621.3.11.22(075.8)

**Рецензент — кафедра теплоэнергетических установок
электростанций ВЗПИ**

Рыжкин В. Я.

**Р 93 Тепловые электрические станции: Учебник для
вузов/ Под ред. В. Я. Гиршфельда.—3-е изд., пере-
раб. и доп.—М.: Энергоатомиздат, 1987.—328 с.:
ил.**

Изложены основы теории, вопросы проектирования и эксплуатации тепловых электростанций большой мощности. Значительное внимание уделено методам повышения КПД электростанций и экономии топлива. Рассмотрены основные технологические схемы и принципы компоновки сооружений электростанций. Приведены методика и параметры расчета тепловых схем КЭС и ТЭЦ. Второе издание вышло в 1976 г. Третье издание переработано с учетом опыта проектирования и сооружения ТЭС.

Для студентов энергетических вузов. Может быть использован оперативным персоналом электростанций для повышения квалификации.

Р 2303030000-374
051[01]-87 238-87

ББК 31.37

© Издательство «Энергия», 1976

© Энергоатомиздат, 1987, с изменениями

УЧЕБНИК

ВЕНИАМИН ЯКОВЛЕВИЧ РЫЖКИН

ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ

Редактор В. Г. Фейман

Редактор издательства Н. М. Пеунова

Художественные редакторы В. А. Гозак-Хозак, Ю. В. Созанская

Технический редактор Н. П. Собакина

Корректор Г. А. Полонская

ИБ № 3279

Сдано в набор 11.02.87. Подписано в печать 25.06.87. Т-15963
Формат 84 × 108^{1/16} Бумага типографская № 2 Гарнитура литературная
Печать высокая Усл. печ. л. 34,44 Усл. кр.-отт. 34,44 Уч.-изд. л. 40,93
Тираж 17 000 экз. Заказ 6042 Цена 1 р. 90 к.

Энергоатомиздат, 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10

Ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного
Знамени МПО «Первая Образцовая типография имени А. А. Жданова»
Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам
издательств, полиграфии и книжной торговли. 113054, Москва, М-54,
Валовая, 28.